

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rekonstrukce standu pro zkoušení převodovek

Reconstruction of the Gearbox Testing Stand

Student:

Petr Tempír

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Pavlík

Ostrava 2019

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Tempír**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rekonstrukce standu pro zkoušení převodovek**
Reconstruction of the Gearbox Testing Stand
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční úpravu standu pro zkoušení automobilových převodovek takovým způsobem, aby bylo na něm možné provést měření průhybů hřídelů. Změna bude prováděna na stávajícím zařízení, které primárně slouží k vytváření reálných záběrových stop na ozubených kolech. Požadované konstrukční změny se musí vhodně navrhnout tak, aby bylo možné ke stávajícímu zařízení uchytnout nový měřicí modul. Proveďte nezbytné pevnostní kontroly nově navržených částí. Nakreslete výkresovou dokumentaci dle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

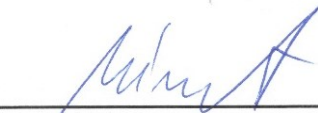
1. Němček Miloš: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*, skripta VŠB-TU Ostrava, 2001.
2. Kaláb Květoslav: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*, skripta VŠB-TU Ostrava, 2015.
3. Podešva Jiří: *Dynamika v příkladech*, VŠB-TU Ostrava, 1999.
4. Bolek Alfred, Kochman Josef a kol.: *Části strojů I*, Praha: SNTL, 1989.
5. Kletečka Jaroslav, Fořt Petr: *Technické kreslení*, Computer press, 2017.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jan Pavlík**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



Podpis autora práce

Petr Tempír

Holainova 268/36

724 00 Ostrava, Stará Bělá

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

TEMPÍR, P. *Rekonstrukce standu pro zkoušení převodovek: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 47 s. Vedoucí práce: Pavlík, J.

Bakalářská práce se zabývá konstrukční úpravou standu pro zkoušení automobilových převodovek. Cílem práce je úprava současného rámu standu v takové míře, aby bylo možné provádět měření průhybů hřídelů. V úvodu je provedena rešerše v oblasti laboratorních zkoušek ozubení. Hlavní část práce se soustředí na řešení kolizních míst. Jsou provedeny nezbytné výpočty šroubového spojení a svarů. Kontrola je dále rozšířena o výpočet v MKP. Součástí práce je výkresová dokumentace provedených změn.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

TEMPÍR, P. *Reconstruction of the Gearbox Testing Stand: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 47 p. Thesis head: Pavlík, J.

The bachelor thesis deals with the reconstruction of the gearbox testing rig. The main objective of this work is to modify the current frame of the testing rig. After modification the shaft deflections is possible to measure. In the introduction, there is an overview in the field of gearing tests. The main part of the work is focused on the solution of collision points. Necessary calculations of screw connections and welds are made. The examination is further extended by the calculation in FEM. The work includes drawing documentation.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
1 Úvod	10
2 Přehled současného stavu řešené problematiky	11
2.1 Testovací zařízení s uzavřeným okruhem	12
2.2 Testovací zařízení s otevřeným okruhem	14
3 Úvod do problematiky a vytyčení cílů práce	15
3.1 Cíle práce	15
3.2 Popis kolizních míst	16
4 Kolize tyčí měřících přístrojů a brzdného kotouče	17
4.1 Návrh řešení č. 1 – použití profilu I	17
4.2 Návrh řešení č. 2 – použití výpalků z plechu	18
5 Uchytení lůžka převodovky k nosné desce	19
5.1 Návrh řešení č. 1 – snížení stojiny	19
5.2 Návrh řešení č. 2 – podložka pod lůžko motoru	20
6 Kolize momentové vzpěry s deskou měřících zařízení a konzolou	21
6.1 Ukázka kolize ve 3D	21
6.2 Návrh řešení	22
6.3 Rozbor sil působících na konstrukci domku	22
6.4 Návrh šroubového spoje	24
6.4.1 Výpočet osově síly ve šroubu	26
6.4.2 Předběžný návrh šroubu	27
6.5 Kontrola svarů	29
6.5.1 Svary dílu BOČNICE na konzoli momentové vzpěry	30
6.5.2 Svary na dílech TOP a STŘED na konzoli momentové vzpěry	32
6.6 Kontrola v MKP	34

6.6.1	Tvorba modelu a výčet zjednodušení	35
6.6.2	Informace o materiálu.....	35
6.6.3	Síťování modelu	36
6.6.4	Okrajové podmínky	37
6.6.5	Nastavení sil	37
6.6.6	Vyhodnocení posuvů konzoly	38
6.6.7	Vyhodnocení napěťových polí konzoly	39
6.6.8	Navržení optimalizace konzoly	41
6.6.9	Vyhodnocení posuvů optimalizace	41
6.6.10	Vyhodnocení napěťových polí optimalizace.....	42
6.6.11	Vyhodnocení kontroly MKP	43
7	Závěr	45
8	Seznam použité literatury.....	46
9	Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	Popis veličiny	Jednotka
F_{M1}	Přídavná tahová síla ve šroubech jedna	N
F_{M2}	Přídavná tahová síla ve šroubech dva	N
F_N	Normálová síla	N
F_o	Předepjatá osová síla ve šroubu	N
F_p	Provozní síla příčná působící mimo rovinu spojení	N
F_p^\perp	Provozní síla příčná působící mimo rovinu spojení rozšířená	N
F_t	Třecí síla	N
J_y	Moment setrvačnosti činného průřezu k neutrální ose y	mm^4
M_d	Jmenovitý průměr závitu d	mm
M_k	Celkový moment	Nm
$M_{k\ DIF}$	Moment na diferenciálu	Nm
$M_{k\ VSTUP}$	Moment přiváděný motorem	Nm
M_{TM}	Moment tření pod maticí	Nm
M_{TZ}	Moment tření v závitu	Nm
M_U	Utahovací moment	Nm
P	Rozteč závitu	mm
P_h	Stoupání závitu	mm
$R_{e\ 10.9}$	Mez kluzu šroubu pevnostní třídy 10.9	MPa
R_e	Mez kluzu pluchu z oceli S355J2	Mpa
S	Obsah plochy	mm^2
SZ	Převodový poměr stálého záběru	—
W_k	Modul průřezu v krutu	mm^3
W_y	Modul průřezu v ohybu k ose y	mm^3
a	Činný průřez svaru	mm
b	Délka svaru	mm
b_1	Vzdálenost šroubů jedna od bodu klopení B	mm
b_2	Vzdálenost šroubů dva od bodu klopení B	mm
c	Rameno provozní síly pro svary	mm
d	Největší průměr šroubu	mm
d_2	Střední průměr šroubu a matice	mm
d_3	Průměr jádra šroubu	mm

Označení	Popis veličiny	Jednotka
f	Součinitel smykového tření	—
f_z	Součinitel tření materiálu šroubu	—
h	Rameno provozní síly k bodu klopení	mm
i	Počet šroubů	—
i_c	Celkový převodový poměr	—
l	Vzdálenost momentové vzpěry od výstupu diferenciálu	mm
k_d	Dynamický součinitel	—
k_{Re}	Bezpečnost k mezi kluzu	—
k_s	Bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí	—
k_e	Výsledná bezpečnost svaru	—
k_v	Výsledná statická bezpečnost ve šroubu	—
k_3	Čelní převodní součinitel koutového svaru	—
k_4	Boční převodní součinitel koutového svaru	—
β	Vrcholový úhel závitu	$^\circ$
β_s	Součinitel velikosti svaru určený pro rozměr t	$^\circ$
β_k	Součinitel přídavného krutu	—
π	Ludolfovo číslo	—
σ_{DOVt}	Dovolené napětí šroubu	MPa
σ_{RedG}	Redukované napětí dle Guesta	MPa
σ_t	Tahové napětí	MPa
τ	Smykové napětí	MPa
τ_\perp	Smykové namáhání od zatížení kolmého na délku svaru	MPa
τ_\parallel	Smykové namáhání od zatížení rovnoběžného s délkou svaru	MPa
τ_s	Srovnávací napětí v koutovém svaru	MPa
φ'	Úhel tření v závitové drážce	$^\circ$
ψ	Úhel stoupání závitu	$^\circ$

1 Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukční úpravou zkušebního zařízení automobilových převodovek. Stávající zařízení má být vybaveno novým typem převodové skříně. Zařízení, musí být upraveno takovým způsobem, aby bylo možné provádět měření průhybů hřídelů. V současné době jsou na standu primárně prováděny zkoušky pro tvorbu záběrových stop na ozubení.

Uložení nového ústrojí převodové skříně do současného rámu standu vyžaduje změnu rozměrů několika komponent. Stávající komponenty, na které jsou změny cíleny, se již dříve osvědčily. Jsou tedy autorem práce prostudovány a nově zamýšlené konstrukční úpravy jsou navrženy na jejich základě.

2 Přehled současného stavu řešené problematiky

Určení parametrů zajišťujících správnou funkci převodového ústrojí a jeho jednotlivých dílů, je důležitou částí vývoje automobilových převodovek. Obecně lze typy zkoušek rozdělit podle prostředí, ve kterém se provádějí. Na zkoušky v laboratorním prostředí a zkoušky silniční (prováděné na polygonech).

Zkoušky probíhající v laboratorních podmínkách jsou realizovány na testovacích stavech (okruzích). Jedná se o experimentální metodu, která má za úkol simulovat provozní podmínky, blížíci se reálnému provozu. Ke zkoumaným parametrům patří například úroveň dynamické životnosti ozubení, hlasitost soukolí v záběru, průhyby hřídelů, vliv maziva a teploty, určení účinnosti a řada dalších. Rozsah testování se odvíjí na základě vybavení daného testovacího okruhu.

Pro svou relativně nízkou ekonomickou a organizační náročnost, jsou stavy hojně využívány v automobilovém průmyslu a vývojových centrech. Na následujícím obrázku (obrázek 1) je zobrazen zkušební stav pro převodovky z laboratoře ve ŠKODA AUTO.



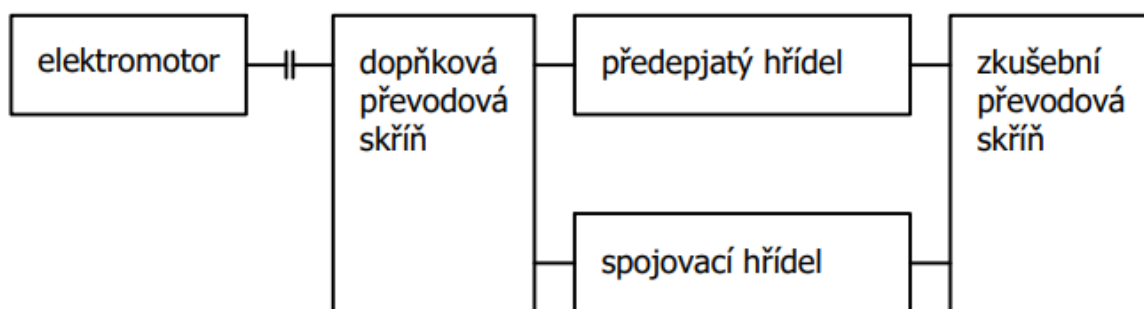
Obrázek 1: Zkušební stavy pro převodovky v laboratoři ŠKODA AUTO ¹

Existují různé koncepty konstrukčního provedení zkušebních laboratorních stavů. Odlišnost spočívá zejména v principu vytváření potřebného zatížení, které ke zkoušce využívají. Laboratorní zkušební stavy v základě rozdělujeme na:

- testovací zařízení s otevřeným okruhem,
- testovací zařízení s uzavřeným okruhem.

2.1 Testovací zařízení s uzavřeným okruhem

Tento druh testovacího stavu je založen na konceptu takzvaného Niemannova zkušebního okruhu. Využívá cirkulace energie mechanického okruhu mezi převodovými skříněmi. V anglickém jazyce je toto uspořádání označeno jako back – to – back. Hlavními komponenty okruhu jsou zkušební a doplňková (pomocná) převodová skříň. Skříně se vyznačují stejnými parametry (resp. stejným poměrem vstupních a výstupních otáček) ² a jsou vzájemně spojeny pomocí hřídelů. Tímto spojením dochází k uzavření mechanického okruhu. Schématické uspořádání uzavřeného okruhu je uvedeno na obrázku (obrázek 2). Jeden z hřídelů je připojen ke zdroji výkonu (elektromotoru), který zajišťuje pohon soustavy. Hřídel je vybaven mechanismem pro vyvození a fixaci potřebného předpětí. Jedním z nejjednodušších způsobů realizace předepínacího mechanismu je použití upínacích kroužků a páky se závažím – viz obrázek 3. V případě uzavřeného okruhu musí výkon motoru překonat pouze vnitřní ztráty, které vznikají v převodových skříních.



Obrázek 2: Schéma uzavřeného okruhu

Jsou používány různé typy uzavřených okruhů. Jejich provedení se liší jen v drobných detailech, ale základní rozvržení je pro všechny stejné. Mezi typy okruhů patří:

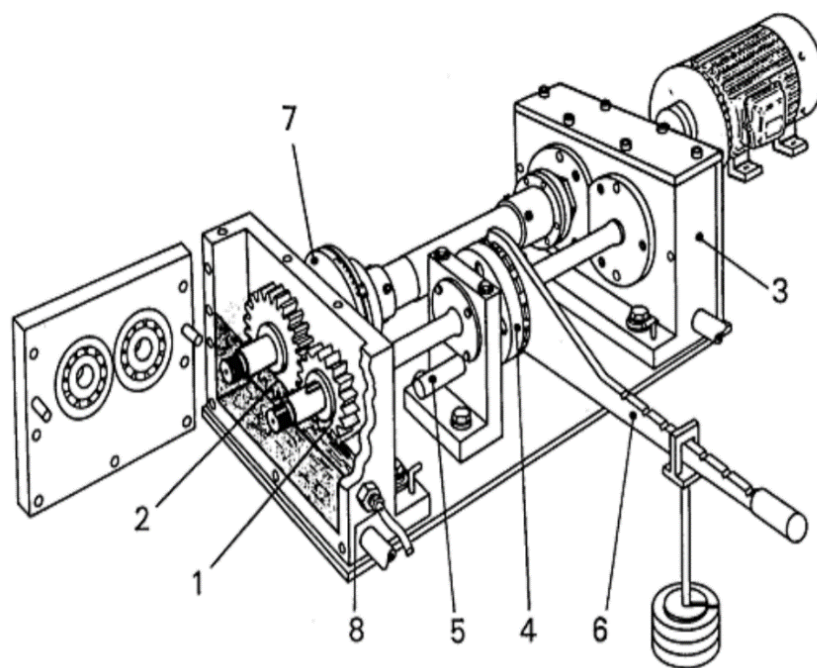
Testovací okruh IAE:

Charakteristickým rysem okruhu je robustní provedení testovací převodové skříně s dvojitou přepážkou a průhledným předním víkem. To umožňuje náhled na plochy ozubení v průběhu experimentů. ³

Testovací okruh FZG:

Tento typ zkušebního okruhu, znám pod zkratkou FZG (Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau) ³, je často využíván ke zjištění účinků maziva. Jeho vyobrazení je uvedeno na následujícím obrázku (obrázek 3). Uspořádání komponent okruhu souhlasí se

schematickým obrázkem uzavřeného okruhu. Zařízení využívá páky (6) a sady závaží k vyvození předpětí hřídele. Závaží lze měnit dle potřeby s ohledem na únosnost páky a ostatních komponent. Na těle páky je možné vidět zářezy pro uložení nosiče závaží. Tato úprava umožňuje snadnou a rychlou regulaci předepínacího momentu posunutím nosiče. Poté, co je na hřídel vyvinuto požadované předpětí, je potřeba spojení zajistit pomocí předepínacího kolíku (5). Jako bylo dříve uvedeno, FZG okruh se převážně využívá ke zjištění účinků maziv, proto je vyobrazený FZG okruh je vybaven senzorem teploty (8). Teplota může být jednou z veličin ovlivňujících účinky maziva.



- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 1. Testovací pastorek | 5. Předepínací kolík |
| 2. Testovací kolo | 6. Předepínací páka |
| 3. Doplnková převodová skříň | 7. Snímač krouticího momentu |
| 4. Předepínací spojka | 8. Senzor teploty |

Obrázek 3: Testovací zařízení s uzavřeným okruhem ³

Výhody uzavřeného okruhu:

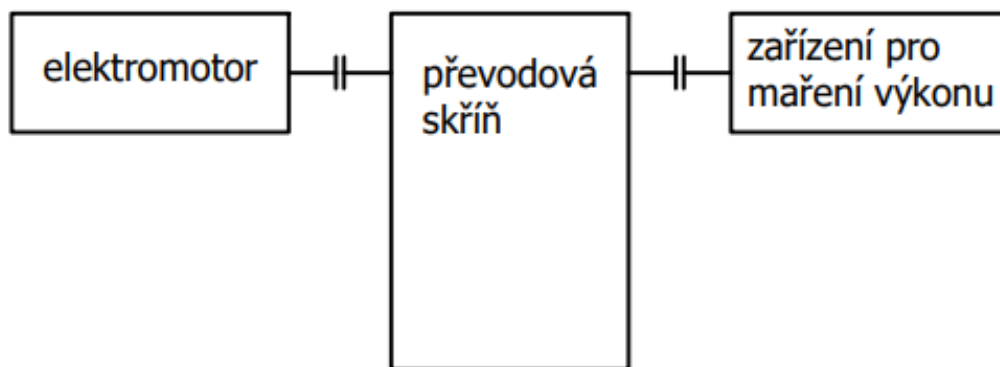
- nízké provozní náklady,
- konstantní zatížení.

Nevýhody uzavřeného okruhu:

- potřeba druhé (pomocné) převodovky,
- zatížení nelze za rotace měnit.

2.2 Testovací zařízení s otevřeným okruhem

Otevřený okruh na rozdíl od předchozího typu nevyužívá předpětí hřídele. Výkon je do soustavy přiváděn elektromotorem. Na výstupu je přebytečný výkon (snížený o hodnotu vnitřních ztrát v převodové skříni) mařen – viz obrázek 4. Zkušební okruh, kterým se práce zabývá, využívá k maření brzdných kotoučů. Zablokování kotoučů obstarává manuálně ovládané hydraulické zařízení. Moderní zkušebny využívají k maření výkonu druhý elektromotor, který umožňuje rekuperaci mařené energie a snižuje tak energetickou náročnost tohoto zařízení. V některých případech je výkon veden z elektromotoru do systému převodovky přes řemenový převod, který slouží jako bezpečnostní prvek.⁴ Řemen v případě poruchy proklouzne a nedojde k poškození měřeného převodového ústrojí. Nevýhodou je ovšem opotřebení řemene. Pro některé druhy zkoušek, zejména pro měření chyby převodu, je zásadní rovnoměrný chod elektromotoru. Nerovnoměrné otáčení elektromotoru, může mít na zkoušku negativní vliv. Aby se chod elektromotoru co nejvíce vyhladil, využívají se setrvačníky. Tyto přidané setrvačné hmoty dokáží v rámci svých možností eliminovat vnikající nepravidelnost otáčení. Všechny tyto faktory lze v dnešní době řídit i elektronikou, nicméně poté je pořizovací cena takového zkušebního standu několikanásobně vyšší.



Obrázek 4: Schéma otevřeného okruhu

Výhody otevřeného okruhu:

- je potřeba použití pouze jedné převodové skříně,
- zatížení lze měnit za rotace,
- použití elektromotoru s parametry odpovídajícími skutečnému motoru vozidla.

Nevýhody otevřeného okruhu:

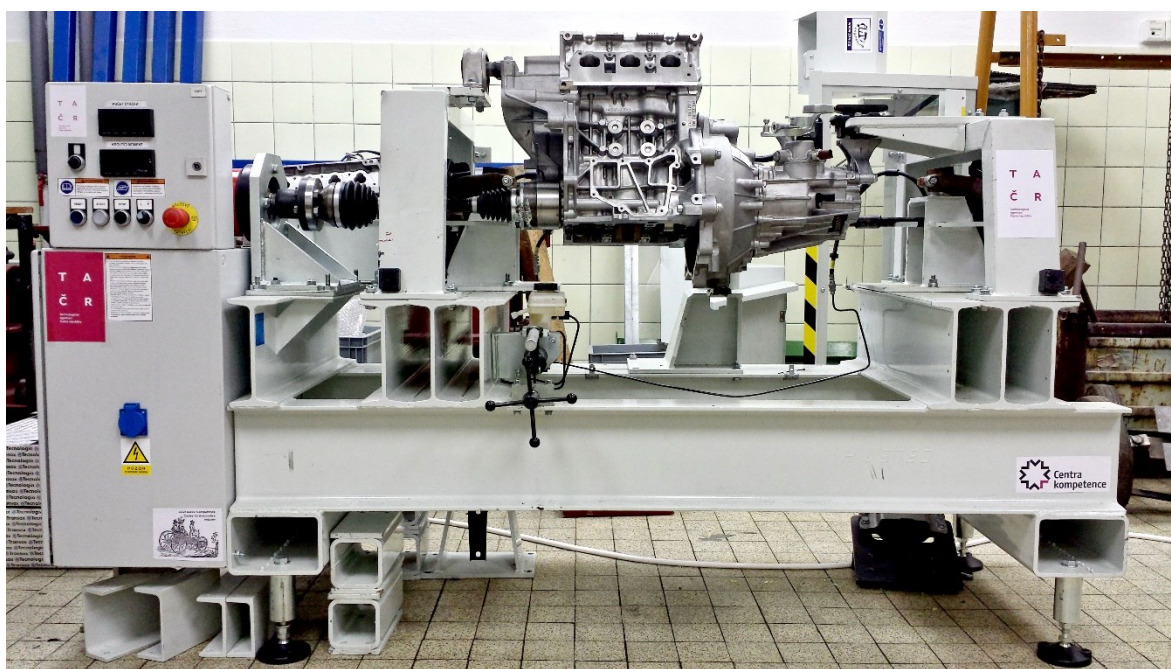
- vyšší provozní náklady v důsledku vysokých ztrát na výstupu.

3 Úvod do problematiky a vytyčení cílů práce

Na následujícím obrázku (obrázek 5) je zobrazeno stávající provedení zkušebního stavu s otevřeným okruhem. Zařízení se nachází v jedné z laboratoří VŠB. Primárním účelem tohoto stavu je vytváření reálných záběrových stop (otisků) na ozubených kolech.

Hlavní částí je převodová skříň, která je zavěšena spolu s blokem motoru v lůžcích. Lůžka obsahují silentbloky. Proti nežádoucímu naklápění v průběhu zkoušky je převodová skříň vybavena momentovou vzpěrou. Provedení odpovídá reálnému uložení v automobilu. Základnu tvoří rám stavu, který je svařencem profilů z konstrukční oceli. Jedná se o robustní konstrukci, která musí být schopna přenést síly vyvolané v průběhu zkoušky.

Výkon do soustavy dodává elektromotor. Pomocí ovládacího zařízení je možné měnit hodnotu otáček a kroutícího momentu. Maření výkonu probíhá na dvou brzdných kotoučích. Spojení komponent zajišťují kloubové hřídele.



Obrázek 5: Fotografie řešeného standu ⁵

3.1 Cíle práce

Stávající zkušební stav má být vybaven novým typem převodové skříně a sadou měřících zařízení pro určení průhybů hřídelů. Tato převodová skříň s měřícím zařízením se ovšem v určitých místech dostává do kolize s původním provedením rámu. Cílem této bakalářské práce je navrhnout řešení kolizí tak, aby bylo možné provádět potřebné měřící zkoušky. Zde je třeba upozornit na fakt, že v době vypracování bakalářské práce není známo umístění a počet měřících tyčí. Přesně určeny jsou pouze přístroje měřící v ose hřídelů

převodové skříně. Klec s měřidly je proto v modelu zobrazena pouze informativně. V případě potřeby se tyče zkrátí na požadovanou velikost a upnou pomocí upínek.

3.2 Popis kolizních míst

Vzhledem k tomu, že některá kolizní místa na sebe vzájemně reagují (např. řešení kolize č. 2 ovlivní řešení kolize č. 3). Bylo zvoleno nejvhodnější pořadí, jakým se bude postupovat. Na úvod jsou stručně popsána jednotlivá místa, kterými se práce zabývá – viz obrázek 6.

- Kolize č. 1 – Kolize tyčí měřících přístrojů a brzdného kotouče:

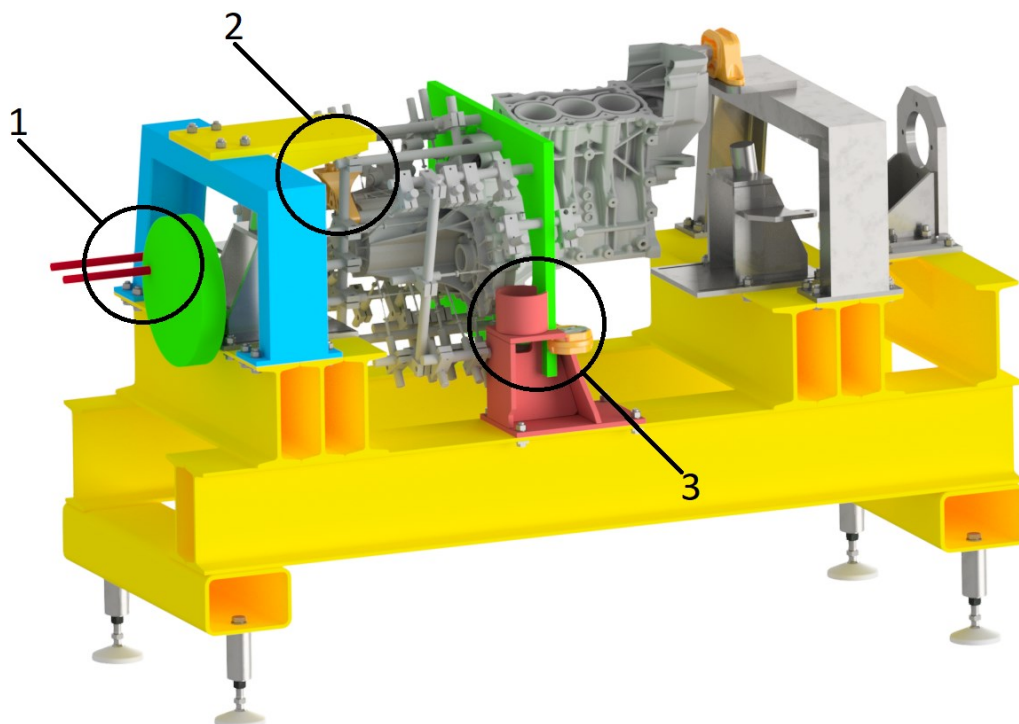
Jedna z tyčí měřicího přístroje zasahuje do prostoru brzdného kotouče. Při řešení se musí brát ohled na dostupnost obsluhy přístrojů.

- Kolize č. 2 – Kolize uchycení lůžka převodovky k nosné desce:

Lůžko převodovky má být uloženo na vrchní ploše nosné desky. Stávající situace uložení tento požadavek neumožňuje.

- Kolize č. 3 – Kolize momentové vzpěry s deskou měřících zařízení a konzolou:

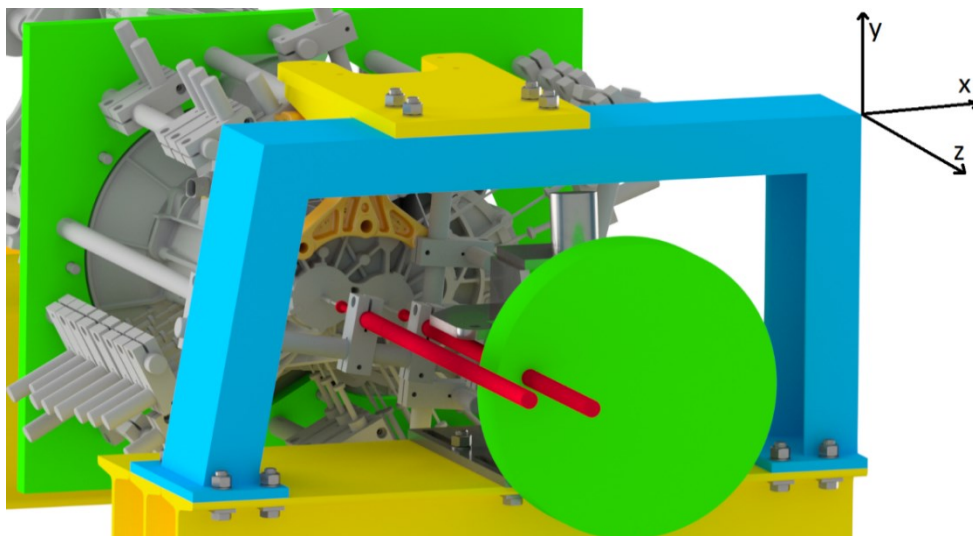
Je zapotřebí navrhnout novou geometrii konzoly momentové vzpěry, která bude odpovídat nově daným rozměrům. Následně je upravena geometrie desky měřících přístrojů.



Obrázek 6: Zobrazení kolizních míst na modelu testovacího stavu

4 Kolize tyčí měřících přístrojů a brzdného kotouče

Na následujícím obrázku (obrázek 7) je zobrazena kolize tyčí měřících zařízení s brzdným kotoučem, na kterém je mařen výkon přiváděný do soustavy. Jedná se pouze o model kotouče, který je tvořen největším průměrem (odměřeno na skutečném standu). Délka tyčí neodpovídá skutečnosti, ale byla prodloužena v rámci názorného zobrazení kolize. Kotouč je uchycen pomocí upínky na čepu. Spojení s výstupem diferenciálu zajišťuje hřídel vybavená kloubovou vazbou, která umožňuje natočení.

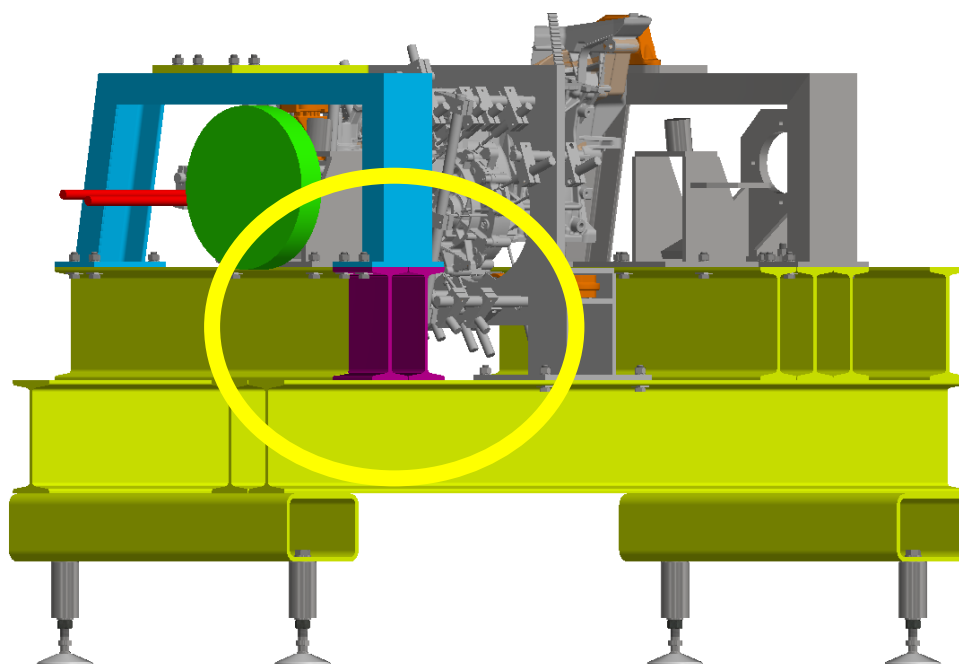


Obrázek 7: Kolize měřících tyčí s brzdným kotoučem

Rozměry laboratoře umožňují rozšíření rozměrů stavu v libovolném směru. Prvotním návrhem bylo rozšíření délky rámu o jednu tyč profilu I (ve směru osy z). Kotouč by se poté posunul v tomto směru do vzdálenosti, ve které by nedocházelo ke kolizi. Kolizní podmínku by řešení splnilo. Nicméně z důvodu zajištění lepšího přístupu k měřícím zařízením, bylo navrženo optimálnější řešení.

4.1 Návrh řešení č. 1 – použití profilu I

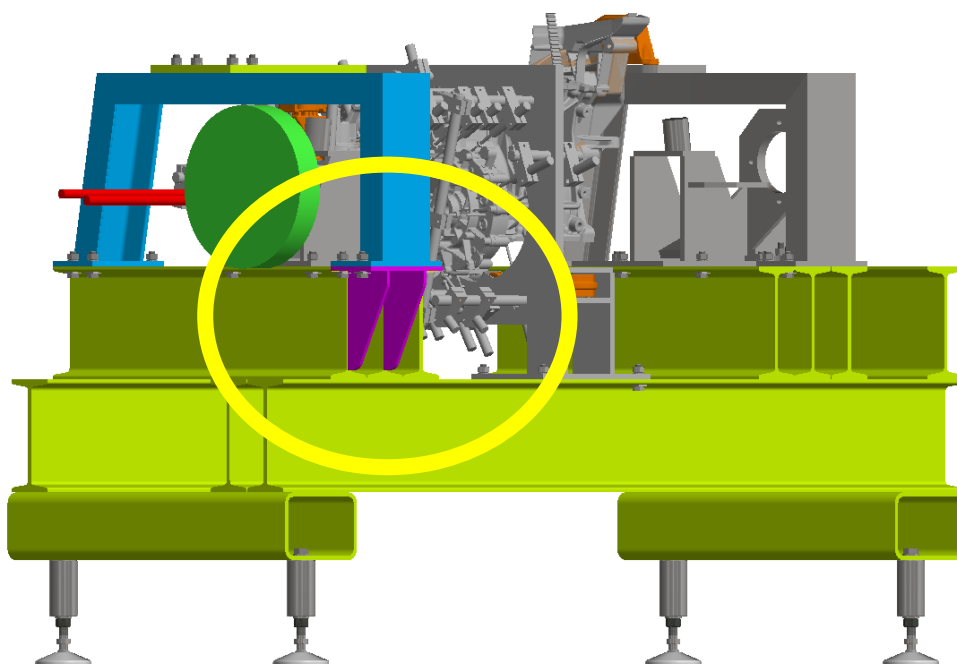
Návrh spočívá v přesunutí brzdného kotouče ve směru osy x. Aby byl tento krok možný, musí se stojina, tvořená tyčemi o průřezu U, prodloužit o hodnotu 100 [mm]. Díky prodloužení se však znemožní její opětovné přišroubování k rámu standu. Z tohoto důvodu se rám standu prodlouží rovněž o 100 [mm] pomocí navaření dvou profilů I. Řešení je uvedeno na následujícím obrázku (obrázek 8).



Obrázek 8: Podpora stojiny v podobě profilů I

4.2 Návrh řešení č. 2 – použití výpalků z plechu

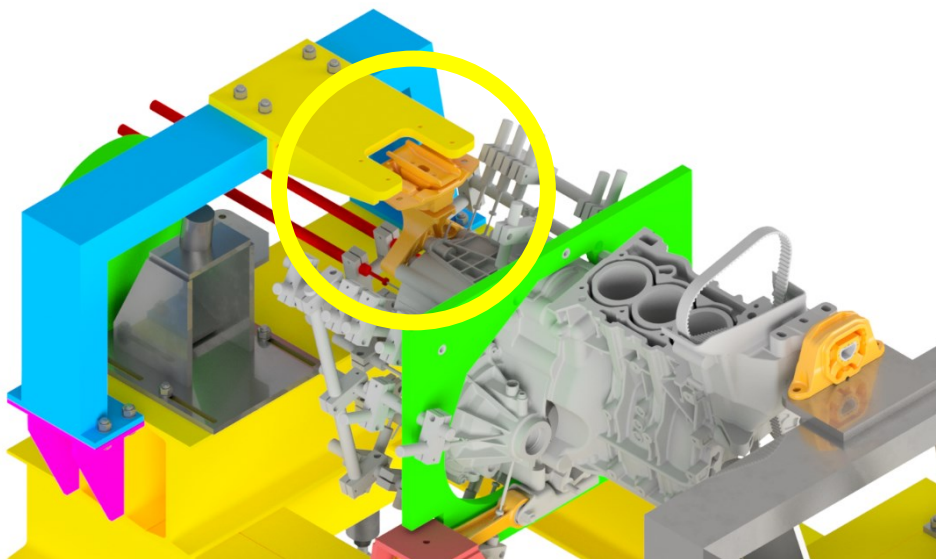
Návrh je téměř totožný s řešením uvedeným v předchozí podkapitole 4.1. Rozdíl je však ve způsobu prodloužení rámu standu. Tato varianta využívá výpalky z plechů, které napodobují svým konstrukčním uspořádáním profil I. Díky použití plechových výpalků bude rekonstrukce z hlediska náročnosti svařování menší, rovněž nebudou potřeba speciální podložky pod matice, které se používají pro profil I. Řešení je uvedeno na následujícím obrázku (obrázek 9) a rekonstrukce bude dále pokračovat s touto variantou.



Obrázek 9: Podpora stojiny v podobě plechu s žebry

5 Uchycení lůžka převodovky k nosné desce

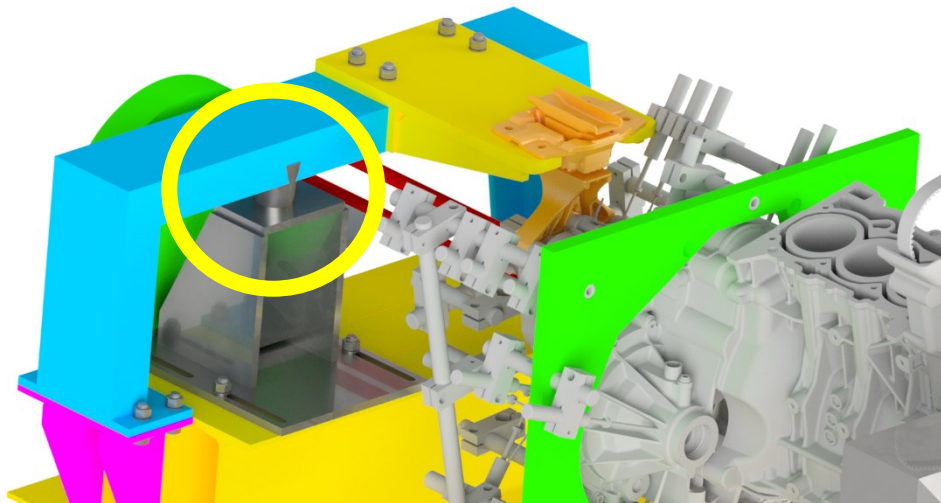
Při pohledu na model (obrázek 10) je zřejmé, že lůžko převodovky není na nosné desce správně uloženo. Vzdálenost mezi plochami, které mají být sevřeny šrouby, byla určena v Inventoru na hodnotu 52 [mm]. Taktéž nesouhlasí poloha umístění nosné desky na stojině.



Obrázek 10: Zobrazení problému uchycení lůžka převodovky k nosné desce

5.1 Návrh řešení č. 1 – snížení stojiny

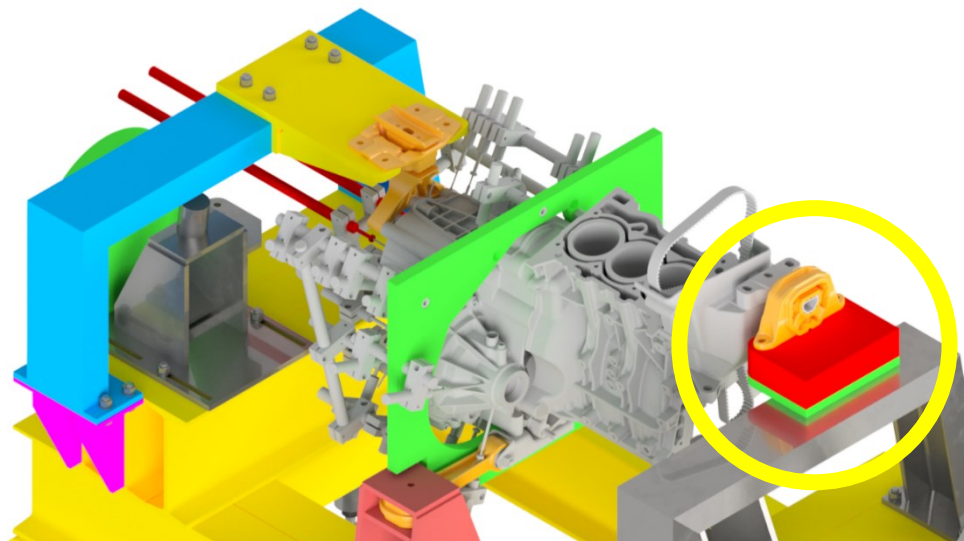
Stojina, na které je umístěna nosná deska, byla upravena v předchozí kapitole. Je možné ji dále upravit takovým způsobem, aby řešila i tento problém. Při návrhu se uvažuje o snížení stojiny o hodnotu 52 [mm]. Toto řešení má ovšem problém v podobě kolize vrchního profilu stojiny s čepem pro uchycení brzdného kotouče – viz obrázek 11. Řešení problému tímto způsobem není možné.



Obrázek 11: První návrh řešení snížením stojiny

5.2 Návrh řešení č. 2 – podložka pod lůžko motoru

Zvážením všech okolností, bylo rozhodnuto o přidání podložky (odpovídající tloušťky) pod lůžko motoru – viz obrázek 12. Díky ní dochází k posunutí celého celku s převodovou skříní ve směru nahoru. Posunutí ovlivní rozměry konzoly momentové vzpěry.



Obrázek 12: Konečný návrh řešení uložení lůžka převodovky k nosné desce

6 Kolize momentové vzpěry s deskou měřících zařízení a konzolou

6.1 Ukázka kolize ve 3D

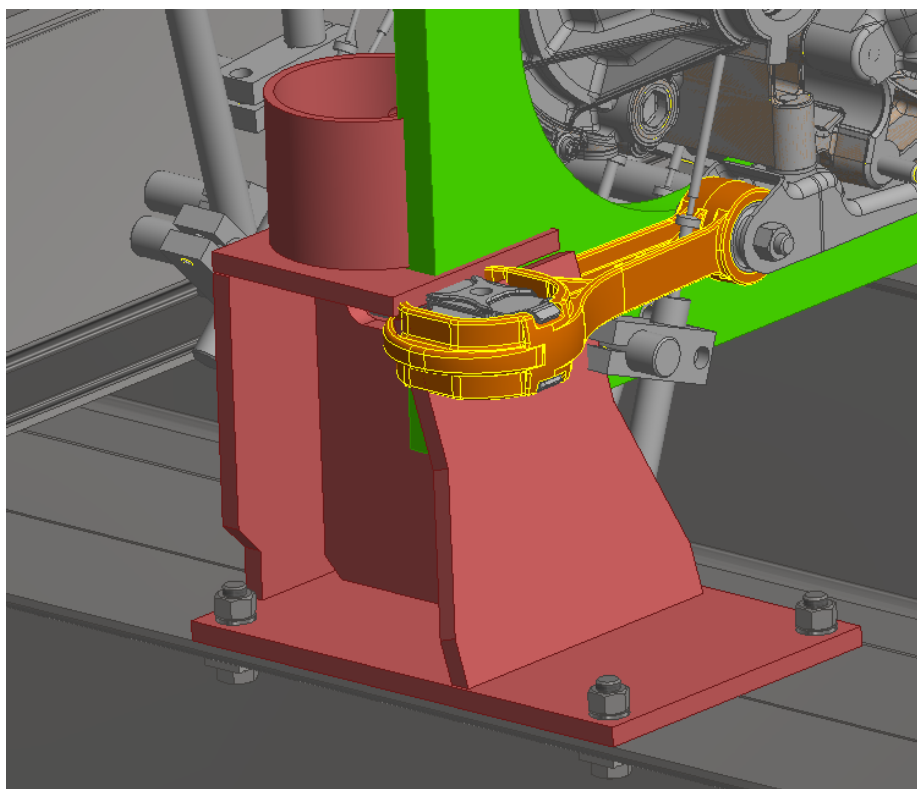
Na následujícím obrázku (obrázek 13) je zobrazena momentová vzpěra, která je šrouby připojena k nové převodové skříni. Ke kolizi dochází ve dvou místech:

- Mezi momentovou vzpěrou a deskou měřících přístrojů

Deska (zeleně) slouží k uložení tyčí, na kterých jsou umístěny měřící zařízení. Tuto kolizi lze vyřešit úpravou geometrie desky. Jako polotovar je použita deska ve stávajícím provedení.

- Mezi momentovou vzpěrou a konzolou

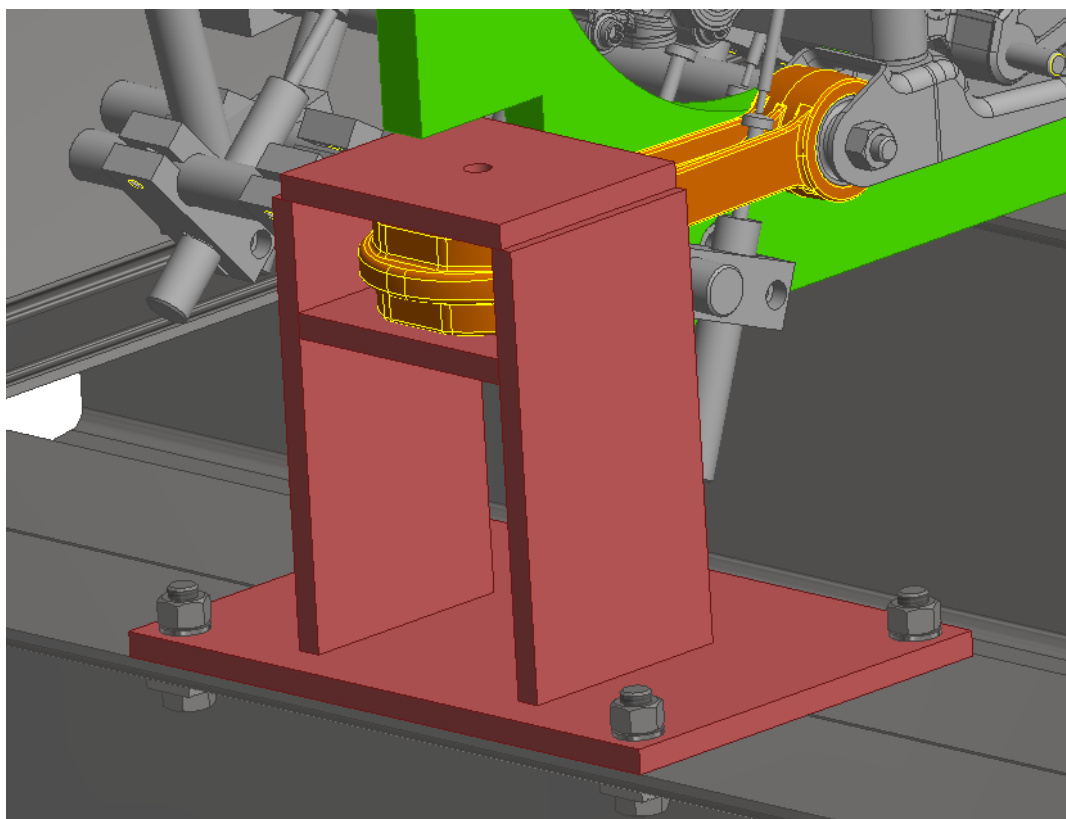
Konzola slouží k uložení momentové vzpěry a přenosu sil, vyvolaných převodovou skříní, na rám standu. Pro novou převodovou skříň, je potřeba změnit geometrii konzoly, aby odpovídala změnám rozměrům. To zahrnuje i výpočtovou část, která prověří spolehlivost nově navržené konstrukce.



Obrázek 13: Stávající provedení konzoly momentové vzpěry

6.2 Návrh řešení

Návrh nové geometrie konzoly vychází z původního provedení. Rozměry konzoly jsou navrženy tak, aby umožnily uložení momentové vzpěry. Konzola je svařenec několika plechů z konstrukční oceli. Celek je uchycen k části rámu standu čtyřmi kotevními šrouby. Část rámu je tvořena profily průřezu I. Pod hlavou šroubu jsou použity normalizované podložky eliminující šikmost profilu I. Oproti původnímu provedení je nově kladen důraz na jednoduchost výroby plechových dílů. Návrh je zobrazen na následujícím obrázku (obrázek 14). K tomuto řešení bude vypracován sestavný výkres svařence konzoly.

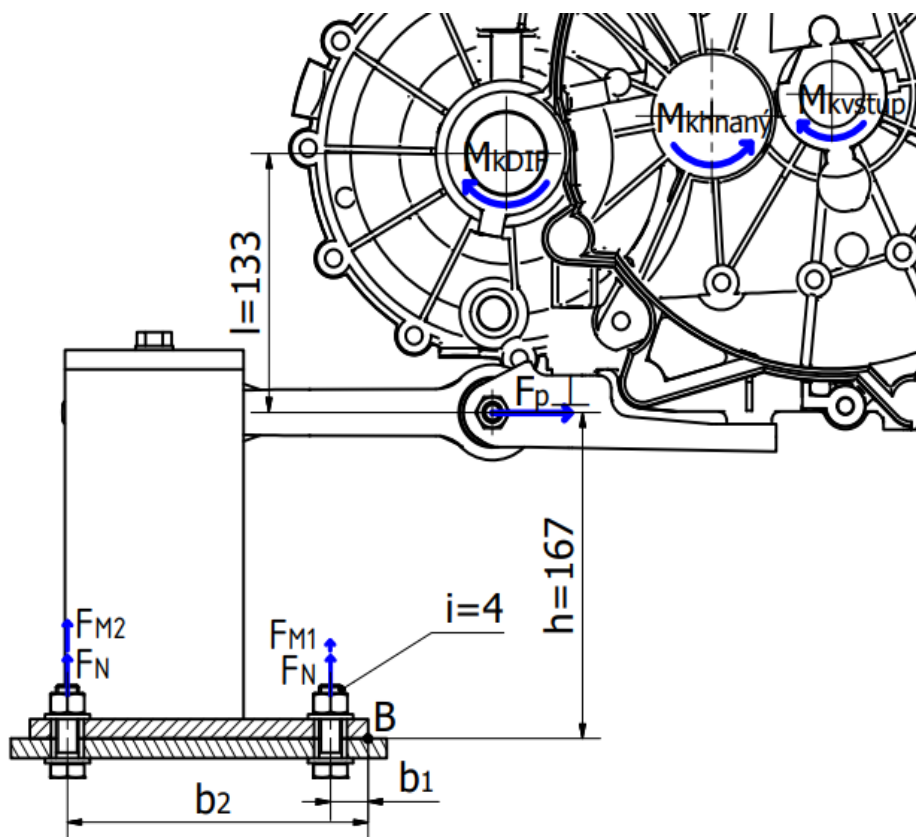


Obrázek 14: Návrh řešení uložení momentové vzpěry

6.3 Rozbor sil působících na konstrukci domku

V průběhu zkoušek momentová vzpěra přenáší síly vyvolané elektromotorem a převodovou skříní přes konstrukci konzoly na rám. Rozbor sil je znázorněn na následujícím obrázku (obrázek 15). Vstupní moment elektromotoru a výstupní moment na diferenciálu nutí celek převodové skříně a motoru k naklopení. Tomu brání momentová vzpěra, která je vytahována nebo zatlačována v závislosti na směru působení momentu.

Převodová skříně a motor jsou zavěšeny v silentblocích, které umožní naklopení. Proto se uvažuje, že momentová vzpěra jako první zabrání klopení soustavy. Bude tedy přenášet celý moment.



Obrázek 15: Rozbor sil působících na konzoly

Určení celkového momentu M_k :

Moment M_k je součtem momentu přiváděného do převodovky elektromotorem $M_{k\ VSTUP}$ a momentem vystupujícím z diferenciálu $M_{k\ DIF}$. Přičemž výpočet bude proveden pro stav největšího zatížení, tedy při zařazení 1 převodového stupně. Potřebné parametry pro určení momentu M_k jsou zapsány v následující tabulce (tabulka 1).

Tabulka 1: Převodové poměry převodovky a moment elektromotoru

M_{kvstup} [Nm]	1°	SZ	i_c
120	51:14	78:15	18,94

Určení výstupního momentu z diferenciálu $M_{k\ DIF}$:

$$M_{k\ DIF} = M_{k\ VSTUP} \cdot i_c = 120 \cdot 18,94 \text{ [Nm]} \quad (1)$$

Celkový krouticí moment:

$$M_k = M_{k\ VSTUP} + M_{k\ DIF} = 120 + 2273 = 2393 \text{ [Nm]} \quad (2)$$

Určení provozní síly F_p :

$$F_p = \frac{M_k}{l} = \frac{2393 \cdot 10^3}{133} = 17992 \text{ [N]} \quad (3)$$

kde:

l – vzdálenost momentové vzpěry od výstupu diferenciálu

Při pomalejším chodu zařízení, nemusí být brždění na kotoučích zcela plynulé. Z důvodu bezpečnosti bude síla navýšena o 20 %.

$$F_p^\perp = F_p \cdot k_d = 17992 \cdot 1,2 = 21590 \text{ [N]} \quad (4)$$

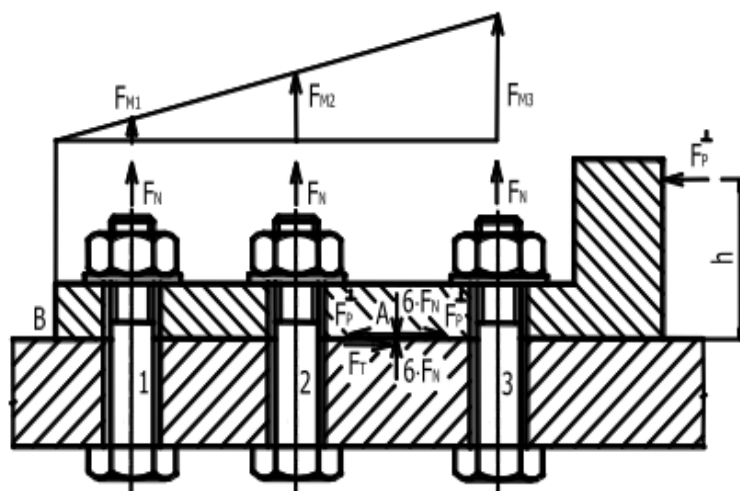
kde:

k_d – dynamický součinitel

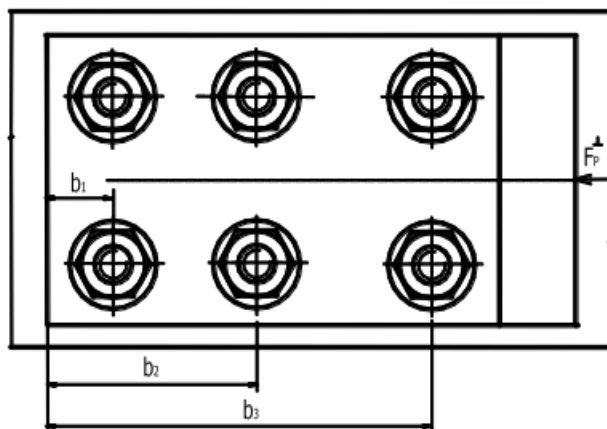
6.4 Návrh šroubového spoje

Konstrukce je namáhána provozní příčnou silou působící mimo rovinu spojení. Napětí, které vyvolá, je do šroubů rozloženo nerovnoměrně.

Princip řešení problému je zobrazen na následujícím obrázku (obrázek 16 a obrázek 17). Příčná (radiální) provozní síla F_p^\perp působí ve vzdálenosti h od roviny spojení. Zjednodušeně se předpokládá, že spojované součásti se dotýkají v bodě A, do kterého se přenesou vnější provozní síla F_p^\perp a zavede síla opačná, aby se neporušila silová rovnováha. K ohybu šroubu nedochází. Účinkem příčné provozní síly F_p^\perp vzniká posouvající síla a silová dvojice na rameni h .⁶

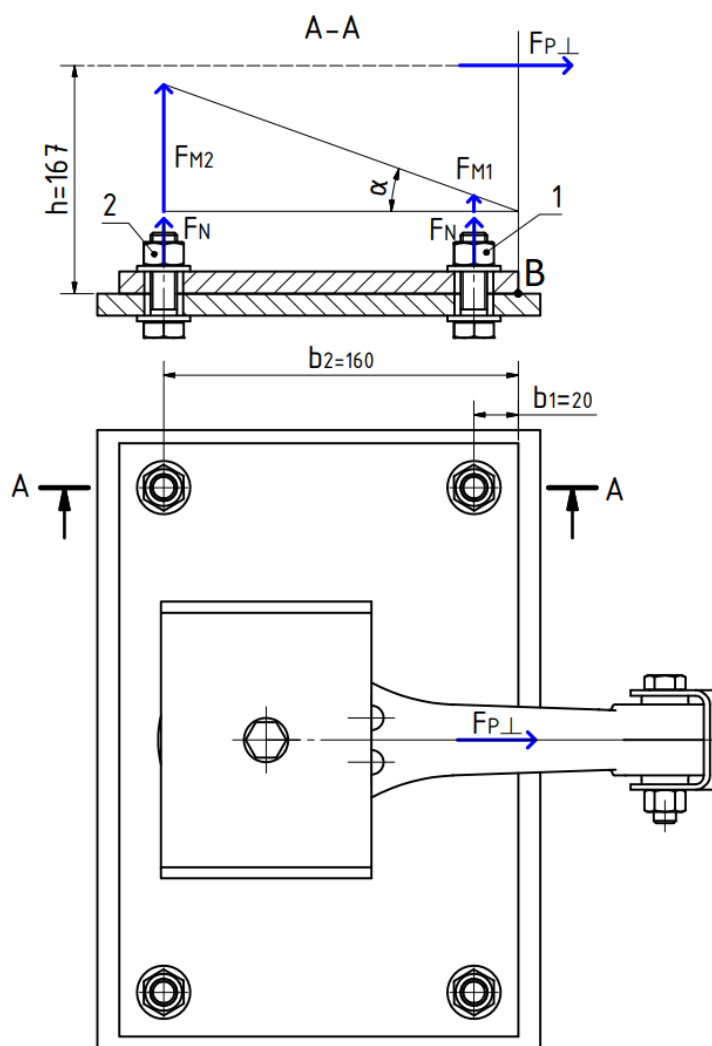


Obrázek 16: Princip určení sil ve šroubech 1⁶



Obrázek 17: Princip určení sil ve šroubech 2⁶

Šroubový spoj musí být schopen přenést normálovou sílu F_N . K té se připočítá přídatná tahová síla F_M vyvolaná naklopením spojované části kolem bodu B. Na následujícím obrázku (obrázek 18) je zobrazeno schéma navrženého spoje. Šrouby jsou rozděleny do dvou řad.



Obrázek 18: Určení sil ve šroubech

6.4.1 Výpočet osově síly ve šroubu

Určení normálové síly F_N :

Síla se určí z podmínky bezpečného přenosu posouvající síly třením F_T .

$$F_P^\perp < F_T$$

$$k_s \cdot F_P^\perp = F_N \cdot f \cdot i$$

$$F_N = \frac{k_s \cdot F_P^\perp}{i \cdot f} = \frac{1,5 \cdot 21590}{4 \cdot 0,2} = 40\,481 \text{ [N]} \quad (5)$$

kde:

i – počet šroubů

k_s – bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí

f – součinitel smykového tření, který je volen pro ocel/ocel

Určení přídatných tahových sil ve šroubu:

$$F_P^\perp \cdot h = 2 \cdot \sum_{i=1}^2 F_{Mi} \cdot b_i \quad (6)$$

$$F_P^\perp \cdot h = 2 \cdot (F_{M1} \cdot b_1 + F_{M2} \cdot b_2)$$

Síly F_{M1} a F_{M2} určené podle podobnosti trojúhelníka – viz obrázek 18.

$$\frac{F_{M1}}{b_1} = \frac{F_{M2}}{b_2} \quad (7)$$

$$F_{M1} = \frac{F_{M2}}{b_2} \cdot b_1 \quad (8)$$

$$F_{M2} = \frac{F_{M1}}{b_1} \cdot b_2 \quad (9)$$

Podle schématu na předchozím obrázku (obrázek 18) je zřejmé, že největší přídatná tahová síla bude působit na šrouby č. 2. Síla F_{M2} se získá dosazením vztahu (8) do vztahu (6).

$$F_P^\perp \cdot h = 2 \cdot \left(\frac{F_{M2}}{b_2} \cdot b_1^2 + F_{M2} \cdot b_2 \right) \quad (10)$$

$$F_{M2} = \frac{F_P^\perp \cdot h}{2 \cdot \left(b_2 + \frac{b_1^2}{b_2} \right)} = \frac{21590 \cdot 167}{2 \cdot \left(160 + \frac{20^2}{160} \right)} = 11\,093 \text{ [N]}$$

kde:

b_1 – vzdálenost šroubů č.1 od bodu klopení B

b_2 – vzdálenost šroubů č.2 od bodu klopení B

h – rameno, na kterém působí provozní síla F_P^\perp (k bodu klopení B)

Utažením matice se vyvodí předpětí ve šroubu:

$$F_o = F_N + F_{M2} = 40\,481 + 11\,093 = 51\,575 \text{ [N]} \quad (11)$$

6.4.2 Předběžný návrh šroubu

Návrh probíhá pro šroub vyrobený z materiálu pevnostní třídy 10.9.

Určení meze kluzu dle pevnostní třídy 10.9:

$$R_{e\,10.9} = 10 \cdot 9 \cdot 10 = 900 \text{ [MPa]} \quad (12)$$

Určení dovoleného napětí:

$$\sigma_{DOVt} = \frac{R_{e\,10.9}}{k_{Re}} = \frac{900}{1,5} = 600 \text{ [MPa]} \quad (13)$$

kde:

k_{Re} – bezpečnost k mezi kluzu

Průměr jádra šroubu určen podle vztahu pro zatím neznámý krut: ⁷

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta_k}{\pi \cdot \sigma_{DOVt}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 51\,575 \cdot 1,3}{\pi \cdot 600}} = 11,9 \text{ [mm]} \quad (14)$$

kde:

β_k – součinitel přidavného krutu, volen z intervalu $(1,3 \div 1,5)$ ⁷

Šroub M16 vyhovuje vztahu (14). Výběrem z ČSN 01 4013 ⁸ jsou v následující tabulce (tabulka 2) zapsány parametry metrického závitu pro šroub M16.

Tabulka 2: Parametry metrického závitu M16

M_d [mm]	d [mm]	d_2 [mm]	d_3 [mm]	P [mm]
16	16	14,701	13,546	2

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{2}{14,701 \cdot \pi} \right) = 2,479 \text{ [°]} \quad (15)$$

kde:

P_h – stoupání závitu, u jednochodého závitu je rovno rozteči P

d_2 – střední průměr šroubu a matice

π – Ludolfovo číslo

Úhel tření v závitu:

$$\varphi' = \tan^{-1} \left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{0,12}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} \right) = 7,889 [^\circ] \quad (16)$$

kde:

f_z – součinitel tření materiálu šroubu (bez povrchové úpravy, mazáno pastou MoS_2)⁶

β – vrcholový úhel závitu, pro metrický závit je roven 60°

Podmínka samosvornosti šroubu je splněna:

$$\begin{aligned} \varphi' &\geq \psi \\ 7,889 &\geq 2,479 \end{aligned} \quad (17)$$

Určení tahového napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{51\,575}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}} = 358 [MPa] \quad (18)$$

Určení smykového napětí:

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{M_{TZ}}{W_k} = \frac{F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \\ \tau &= \frac{51\,575 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \tan(2,479 + 7,89)}{\frac{\pi \cdot 13,546^3}{16}} = 142 [MPa] \end{aligned} \quad (19)$$

kde:

M_{TZ} – moment tření v závitu

Určení redukovaného napětí podle Guesta:

$$\sigma_{RedG} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{358^2 + 4 \cdot 142^2} = 457 [MPa] \quad (20)$$

Určení výsledné statické bezpečnosti:

$$k_v = \frac{R_{e\,10.9}}{\sigma_{RedG}} = \frac{900}{457} = 2 [-] \quad (21)$$

Výsledná bezpečnost je dostačující. Musí se přihlížet na fakt, že zatěžující síla byla již dříve v rámci bezpečnosti navýšena.

Pro utahovací moment platí vztahy:

$$M_U = M_T = M_{TZ} + M_{TM} = 69,4 + 80,3 = 149,7 \text{ [Nm]} \quad (22)$$

$$M_{TZ} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\psi + \varphi') = 51575 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \tan(2,479 + 7,89) = 69,4 \text{ [Nm]} \quad (23)$$

$$M_{TM} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{D_d + D_{SK}}{4} = 51575 \cdot 0,15 \cdot \frac{17,5 + 24}{4} = 80,3 \text{ [Nm]} \quad (24)$$

kde:

M_{TM} – moment tření pod maticí

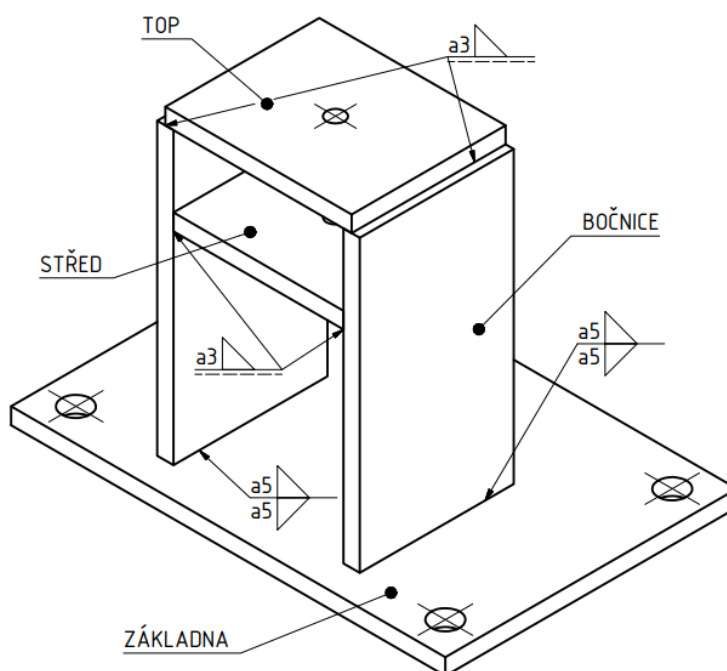
f_M – součinitel smykového tření v kontaktu matice a podložky, pro ocel

D_d – díra pro šroub dle ČSN EN 20273 ⁸

D_{SK} – průměr kružnice daný rozměrem utahovacího klíče dle ČSN EN 24 014 ⁸

6.5 Kontrola svarů

Dříve bylo uvedeno, že konzola je svařenec tlustých plechů z konstrukční oceli. Předepsaný materiál musí zaručit svařitelnost. Ke spojení dílů jsou použity koutové svary. Jejich umístění je znázorněno na následujícím obrázku (obrázek 19). V analytickém řešení se prověří všechny svary. Využije se metody sklopení nosného průřezu svaru do připojovací roviny.

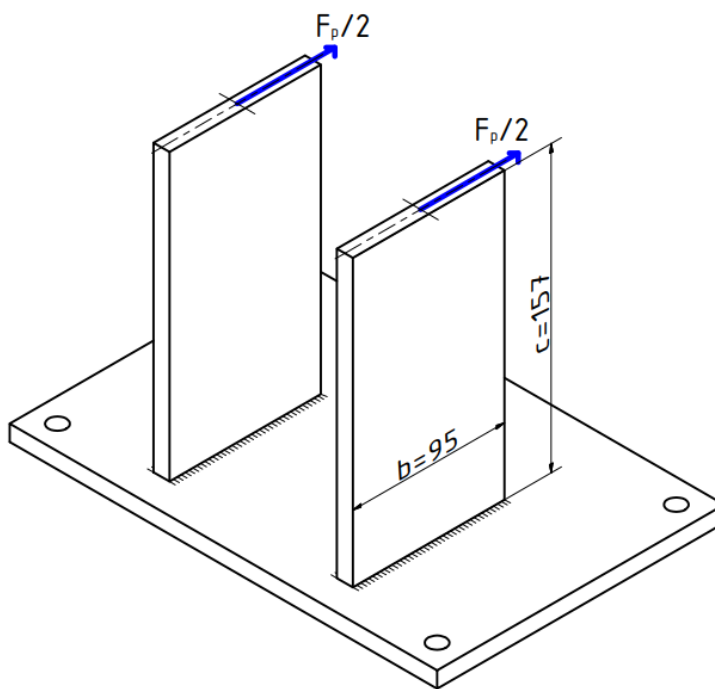


Obrázek 19: Schéma umístění svarů konzoli momentové vzpěry

6.5.1 Svary dílu BOČNICE na konzoli momentové vzpěry

Každá z bočnic je k základně konzoly přivařena dvěma koutovými svary s charakteristickým rozměrem $a = 5$ [mm]. Strana koutového svaru je poté určena podle vztahu:

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{5}{0,7} = 7,1[\text{mm}] \quad (25)$$

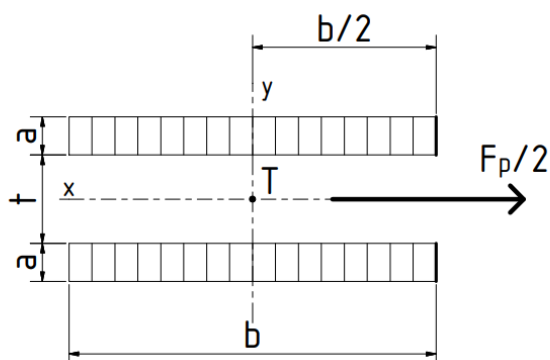


Obrázek 20: Určení sil pro bočnice

Svary jsou namáhány provozní silou F_p^\perp na rameni c . Toto rameno je určeno podobně jako u návrhu šroubů. Nyní je ovšem kratší, protože bod klopení se nachází přímo na povrchu ZÁKLADNY konzoly. Každá z bočnic bude přenášet polovinu provozní síly F_p^\perp - viz obrázek 20. Jelikož síla na rameni způsobuje namáhání ohybem, je nutno sestavit srovnávací napětí τ_s . K tomu je potřeba určit maximální napětí dané ohybem a napětí od posouvající síly. Také musí být určeny velikosti převodních součinitelů k_3 a k_4 . Ty lze určit podle ČSN 05 0120 ⁸ pro ruční svařování elektrickým obloukem.

Průřezové charakteristiky:

Nosný průřez svaru sklopený do připojovací roviny má tvar dvou obdélníků. Podle následujícího obrázku (obrázek 21) nastává klopení kolem osy y , na které leží lokální těžiště obdélníků. Není tedy zapotřebí užití Steinerovy věty pro určení osového momentu setrvačnosti k ose y .



Obrázek 21: Nosný průřez svaru bočnice

Osový moment setrvačnosti k ose y:

$$J_y = 2 \cdot \frac{b^3 \cdot a}{12} = \frac{b^3 \cdot a}{6} = \frac{95^3 \cdot 5}{6} = 714479 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (26)$$

kde:

a – činný průřez svaru

b – délka svaru

Model průřezu v ohybu k ose y:

$$W_y = \frac{J_y}{\frac{b}{2}} = \frac{714479}{\frac{95}{2}} = 15042 \text{ [mm}^3\text{]} \quad (27)$$

Průřez:

$$S = 2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 5 \cdot 95 = 950 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (28)$$

Napětí od posouvající síly:

$$\tau_{\parallel} = \frac{\frac{F_P^{\perp}}{2}}{S} = \frac{F_P^{\perp}}{2 \cdot S} = \frac{21590}{2 \cdot 950} = 11,4 \text{ [MPa]} \quad (29)$$

Napětí dané ohybem:

$$\tau_{\perp} = \frac{M o_{\frac{F_P^{\perp}}{2}}}{W_y} = \frac{\frac{F_P^{\perp}}{2} \cdot c}{W_y} = \frac{\frac{21590}{2} \cdot 157}{15042} = 112,7 \text{ [MPa]} \quad (30)$$

Srovnávací napětí:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{112,7}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{11,4}{0,8}\right)^2} = 126 \text{ [MPa]} \quad (31)$$

kde:

k_3 – čelní převodní součinitel koutového svaru určen dle ČSN 05 0120⁸

k_4 – boční převodní součinitel koutového svaru určen dle ČSN 05 0120⁸

Určení bezpečnosti svaru:

$$\tau_s \leq \beta_s \cdot \sigma_{dov} = \beta_s \cdot \frac{R_e}{k_e} \quad (32)$$

$$k_e = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\tau_s} = 1,087 \cdot \frac{355}{126} = 3 [-]$$

$$\beta_s = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 7,1 = 1,087 [-] \quad (33)$$

kde:

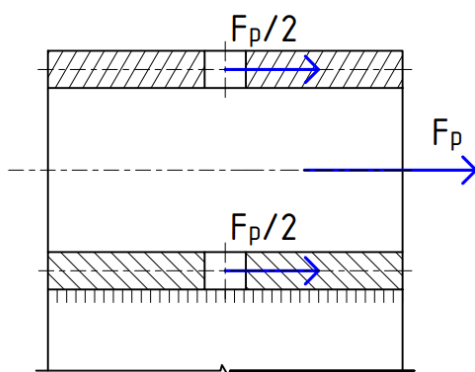
R_e – je mez kluzu oceli S355J2 (11 503 podle ČSN) v [MPa]⁹

β_s – je součinitel velikosti svaru určený pro rozměr t menší než 10 mm

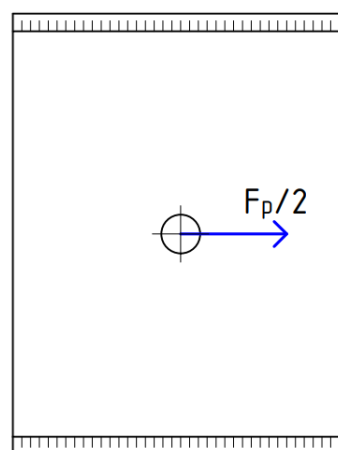
Bezpečnost vyhovuje.

6.5.2 Svary na dílech TOP a STŘED na konzoli momentové vzpěry

Svary jsou znázorněny na následujících obrázcích (obrázek 22 a obrázek 23). Přenášená síla se dělí do obou částí konzoly rovnoměrně. U svarů části konzoly s názvem TOP (viz obrázek 19) se ohybový moment zanedbává vzhledem k velmi malému rameni. V nosném průřezu se tedy uvažuje pouze o smykovém napětí vyvolaném posouvající silou (rovnoběžnou). K určení osového momentu setrvačnosti u svarů části konzoly s názvem STŘED (viz obrázek 19), není zapotřebí použití Steinerovy věty.

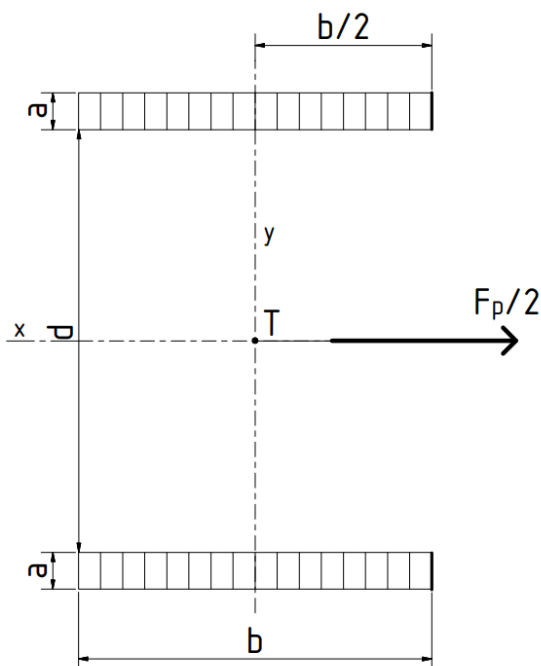


Obrázek 22: Určení sil pro STŘED a TOP 1



Obrázek 23: Určení sil pro STŘED a TOP 2

Jako první je výpočet proveden pro část konzoly s názvem TOP. Nosný průřez svarů je zobrazen na následujícím obrázku (obrázek 24). Sklopení je provedeno do BOČNICE.



Obrázek 24: Nosné průřezy svarů dílu s názvem TOP

Průřez:

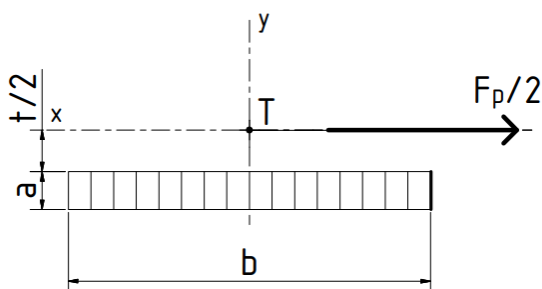
$$S = 2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 3 \cdot 95 = 570 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (34)$$

Napětí od posouvající síly:

$$\tau_{\parallel} = \frac{\frac{F_p^{\perp}}{2}}{S} = \frac{F_p^{\perp}}{2 \cdot S} = \frac{21590}{2 \cdot 570} = 19 \text{ [MPa]} \quad (35)$$

Bezpečnost je dostatečná.

Jako druhý je výpočet proveden pro část konzoly s názvem STŘED. Nosný průřez svarů je zobrazen na následujícím obrázku (obrázek 25). Sklopení je opět provedeno do BOČNICE.



Obrázek 25: Nosný průřez svaru jedné strany středu

Model průřezu v ohybu k ose y:

$$W_y = \frac{J_y}{\frac{b}{2}} = \frac{2 \cdot \frac{b^3 \cdot a}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{b^2 \cdot a}{3} = \frac{95^2 \cdot 3}{3} = 9025 [mm^3] \quad (36)$$

Průřez:

$$S = 2 \cdot a \cdot b = 2 \cdot 3 \cdot 95 = 570 [mm^2] \quad (37)$$

Napětí od posouvající síly:

$$\tau_{\parallel} = \frac{\frac{F_P^{\perp}}{2}}{S} = \frac{F_P^{\perp}}{2 \cdot S} = \frac{21590}{2 \cdot 570} = 19 [MPa] \quad (38)$$

Napětí dané ohybem:

$$\tau_{\perp} = \frac{Mo_{F_P^{\perp}}}{W_y} = \frac{\frac{F_P^{\perp}}{2} \cdot \frac{t+a}{2}}{W_y} = \frac{\frac{21590}{2} \cdot \frac{10+3}{2}}{9025} = 7,8 [MPa] \quad (39)$$

Srovnávací napětí:

$$\tau_s = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{19}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{7,8}{0,8}\right)^2} = 23,3 [MPa] \quad (40)$$

Určení bezpečnosti:

$$k_e = \beta_s \cdot \frac{R_e}{\tau_s} = 1,171 \cdot \frac{355}{23,3} = 17,8 [-] \quad (41)$$

kde:

$$\beta_s = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 4,3 = 1,171 [-] \quad (42)$$

$$t = \frac{a}{0,7} = \frac{3}{0,7} = 4,3 [mm] \quad (43)$$

Bezpečnost je dostatečná.

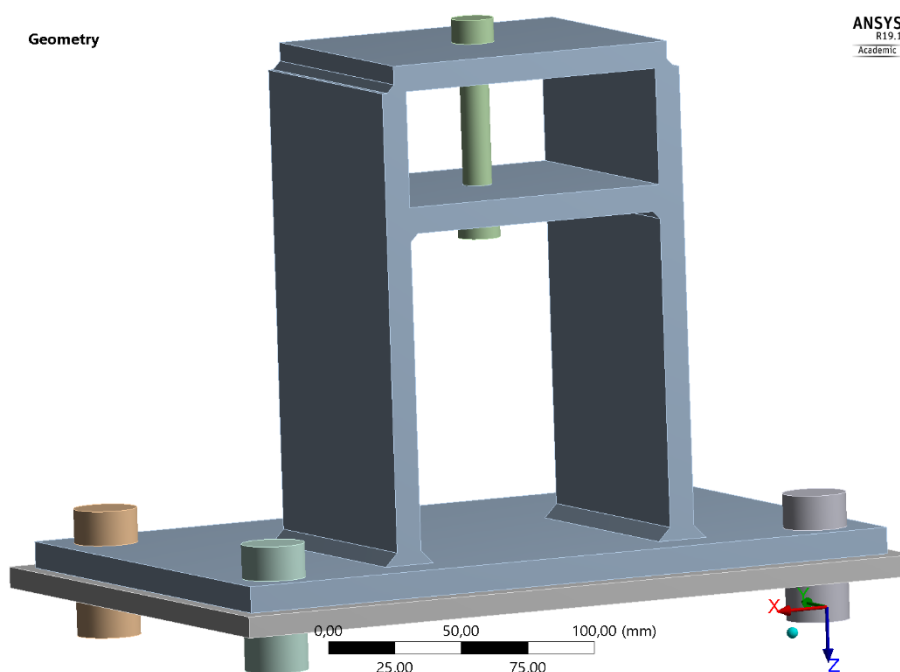
6.6 Kontrola v MKP

Pro kontrolu analytického výpočtu, je proveden výpočet pomocí metody konečných prvků. Výpočtem jsou určeny hodnoty posuvů a redukovaných napětí. Kontrola je provedena v prostředí výpočtového software ANSYS Workbench 19.1. Jedná o studentskou verzi, tato verze má pouze omezený počet elementů (elements) a uzlů (nodes) sítě. Z tohoto důvodu budou zavedena zjednodušení.

6.6.1 Tvorba modelu a výčet zjednodušení

Na následujícím obrázku (obrázek 26) je zobrazena geometrie konzoly, která je použita pro výpočet. Profil průřezu I, který tvoří základnu konstrukce, byl nahrazen plechem o tloušťce $t = 9$ [mm]. Pro získání nejlepšího výsledku jsou provedena následující zjednodušení:

- Podložky pod hlavou šroubu a maticí byly vynechány. Jejich výšky byly započítány do výšky hlavy šroubu a matice.
- Tvar šestihranu matice a hlavy šroubu je nahrazen válcem, jehož průměr odpovídá rozměru klíče.
- Svary jsou simulovány zkosením hran.
- Momentová vzpěra není modelována, ale je nahrazena silou. Tím se ušetří počet elementů, které mohou být použity například k lokálnímu zjemnění sítě v místě svaru.
- Nejsou modelovány závit, pouze jmenovitý průměr závitu d .



Obrázek 26: Geometrie modelu konzoly

6.6.2 Informace o materiálu

Materiál všech komponent je ocel. Na následujícím obrázku (obrázek 27) jsou zobrazeny hodnoty Youngova modulu pružnosti v tahu, Poissonova konstanta a modul pružnosti ve smyku. Tyto hodnoty software používá k určení výsledků.

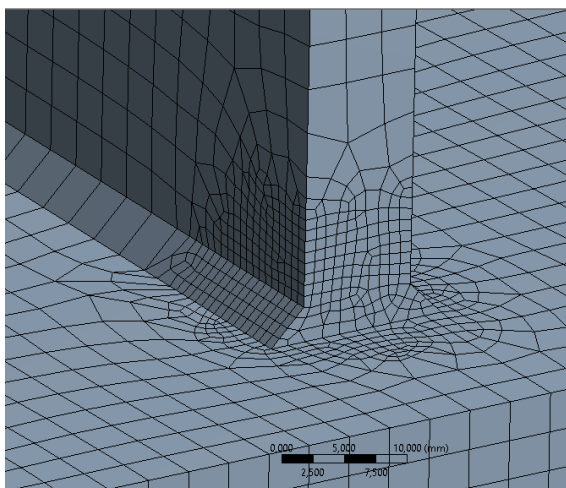
Structural Steel > Isotropic Elasticity				
Young's Modulus MPa	Poisson's Ratio	Bulk Modulus MPa	Shear Modulus MPa	Temperature C
2,e+005	0,3	1,6667e+005	76923	

Obrázek 27: Hodnoty veličin potřebných pro výpočet v MKP

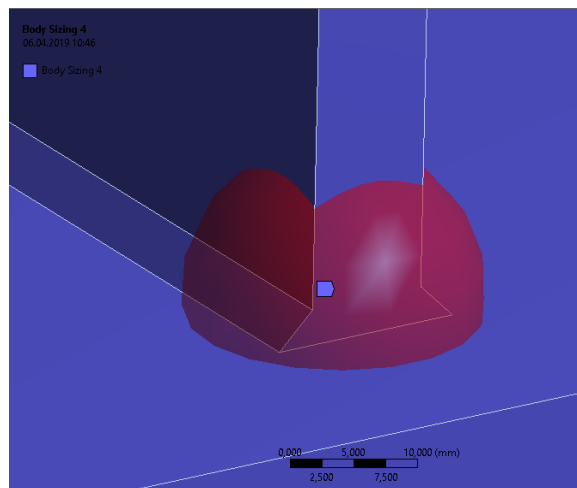
6.6.3 Síťování modelu

Pro lepší síťování modelu je použito rozdělení na více skupin. Ve skupinách jsou aplikovány rozdílné metody vykreslení sítě.

Velmi náročným prvkem jsou svary. Zjednodušený model svarů v podobě zkosení neodpovídá reálnému provedení. Z toho důvodu se ve výsledku mohou objevit singulární místa, ve kterých napětí nekonvergují ke správným hodnotám. Tento problém je částečně možné řešit lokálním zjemněním sítě svaru – viz obrázek 28. Na následujícím obrázku (obrázek 29) je zaveden nový lokální souřadný systém. Slouží jako výchozí bod pro lokální zjemnění sítě v místě svaru. Oblast zjemnění je definována kouolí o průměru 12 milimetrů. Velikost elementu je jeden milimetr.



Obrázek 28: Lokální zjemnění sítě

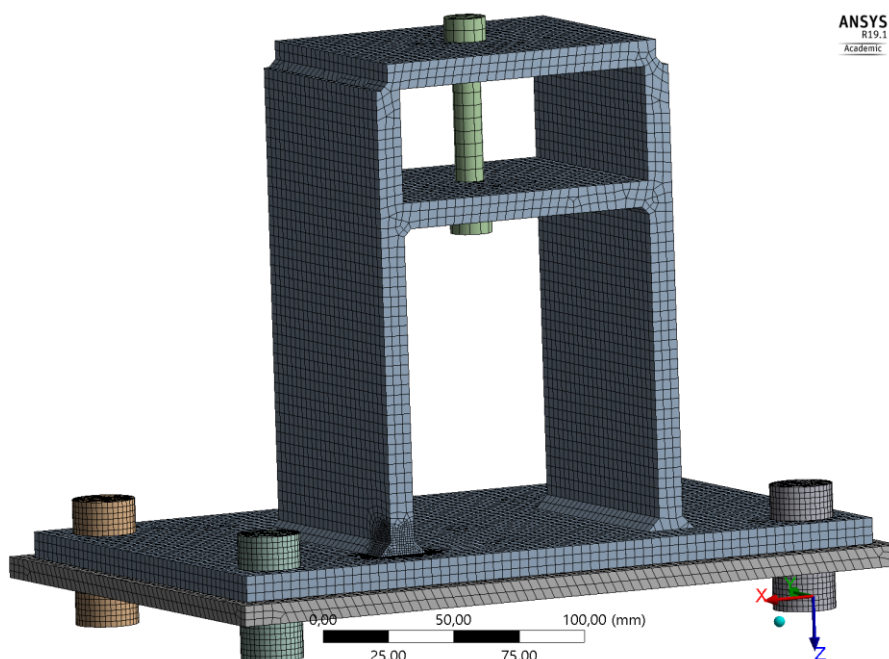


Obrázek 29: Určení lokálního zjemnění sítě

Výčet jednotlivých zjemnění sítě:

- Základna + konzola: 3,8 [mm]
- Kotevní šrouby: 2,2 [mm]
- Šroub momentové vzpěry: 5 [mm]
- Svar: 1 [mm]

Výsledná síť obsahuje 49 269 elementů a 222 257 uzlů. Počet uzlů a elementů nepřesahuje limit daný studentskou verzí. Model s kompletní sítí je zobrazen na následujícím obrázku (obrázek 30).



Obrázek 30: Síť modelu konzoly

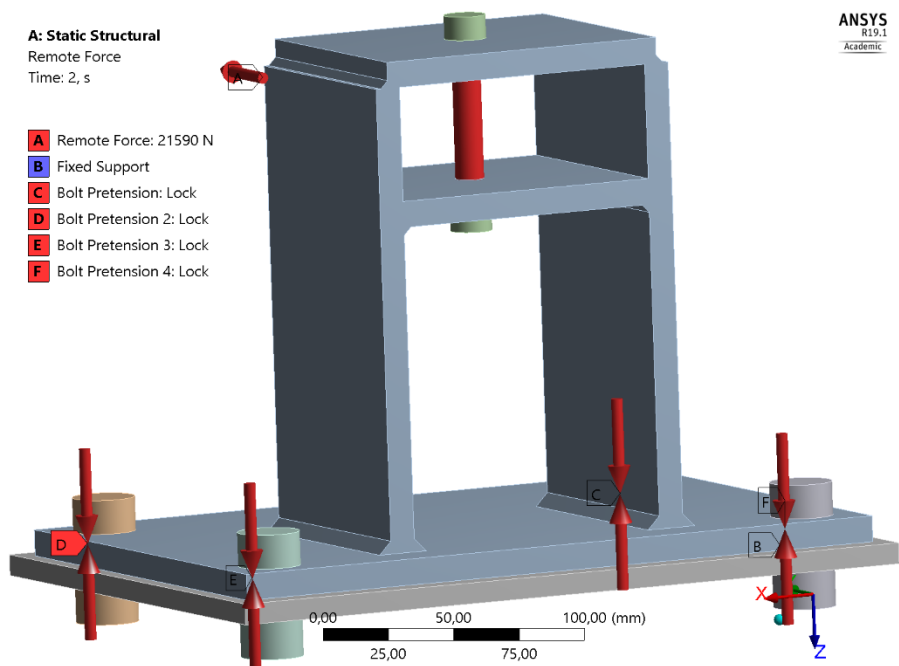
6.6.4 Okrajové podmínky

Aby byl model připraven pro výpočet, je třeba definovat vazby (kontakty) mezi jednotlivými komponenty. Software ANSYS nabízí možnost automatického generování kontaktů. V tomto případě byly kontakty zavedeny manuálně. Třecí vazby pracují se součinitelem smykového tření $f = 0,2$ [-], který je přebrán z analytického řešení. Pro šroub momentové vzpěry byl nastaven kontakt Bounded.

6.6.5 Nastavení sil

Zavedení sil je rozděleno do dvou kroků. V prvním kroku je do kotevních šroubů zavedeno předpětí $F_o = 51\,575$ [N]. Na spodní plochu základny je zavedena funkce Fixed Support, která zabrání posuvům a deformacím zvolené plochy. Modelu jsou odebrány stupně volnosti.

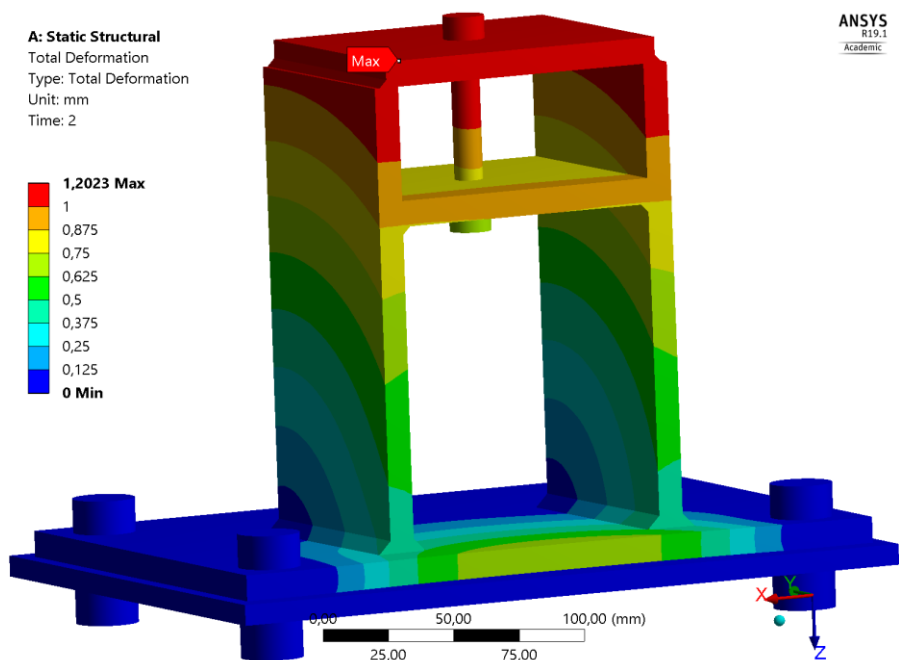
Následuje druhý krok, ve kterém je předpětí šroubů ve stavu uzamčení. Současně začíná působit provozní síla $F_p = 21\,590$ [N] – viz obrázek 31. Síla je zavedena pomocí souřadnic v globálním souřadném systému. Umístění síly se odvíjí podle analytického výpočtu. Model je připraven k řešení.



Obrázek 31: Zavedení sil, krok 2

6.6.6 Vyhodnocení posuvů konzoly

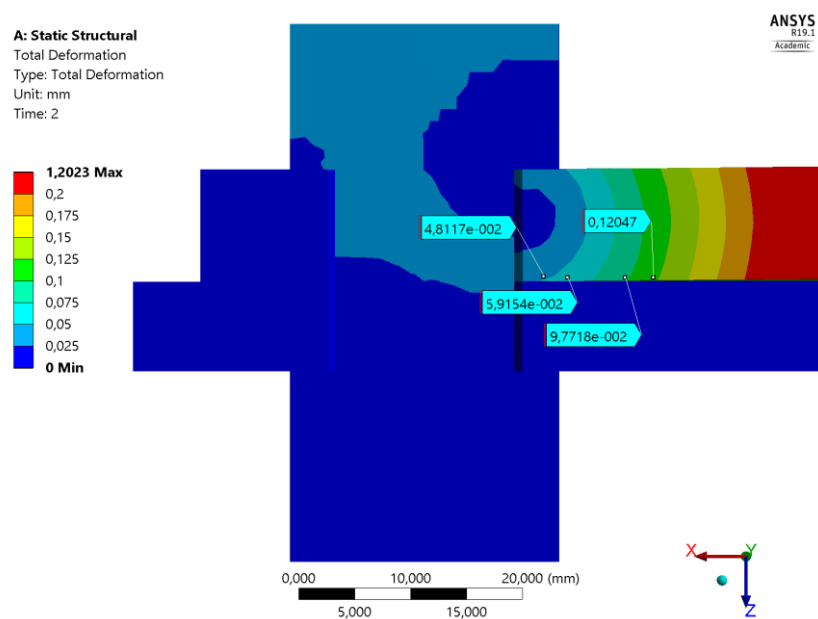
Na následujícím obrázku (obrázek 32) je zobrazena deformace na konci druhého kroku pod vlivem zátěžné síly. Maximální hodnota celkového posunutí se nachází v horní části konzoly (1,2 mm). Jde o vysokou úroveň deformace.



Obrázek 32: Vyhodnocení posuvů modelu konzoly

Bližší kontrola je provedena pro šrouby č. 2 (viz obrázek 18). V oblasti šroubů dochází k velmi malé deformaci příruby konzoly, což je patrné na následujícím obrázku (obrázek

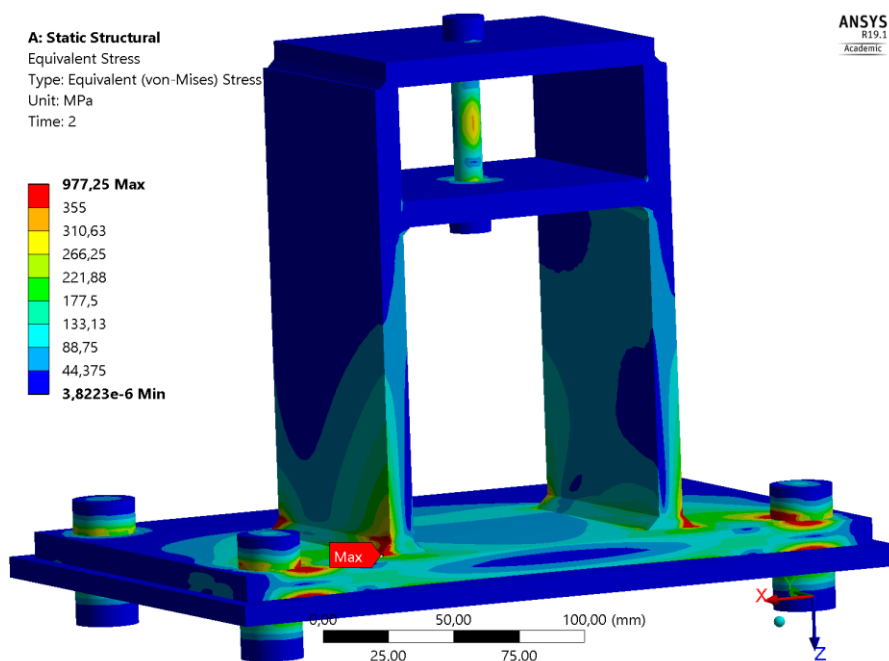
33). Ta vyvolává přídavné ohybové namáhání ve šroubu. Bylo by zde vhodné provést zjemnění sítě, aby se zjistila správnost výpočtu posuvů.



Obrázek 33: Deformace v místě šroubu č.2

6.6.7 Vyhodnocení napětových polí konzoly

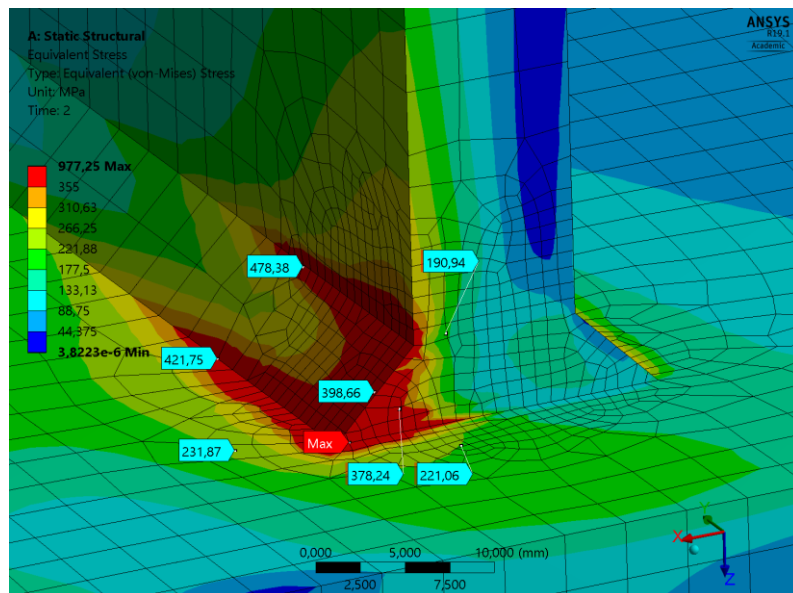
Podle následujícího obrázku (obrázek 34) se maximální napětí vyskytuje v oblasti svaru $\sigma_{RED} = 977,3 \text{ [MPa]}$.



Obrázek 34: Vyhodnocení napětí modelu konzoly

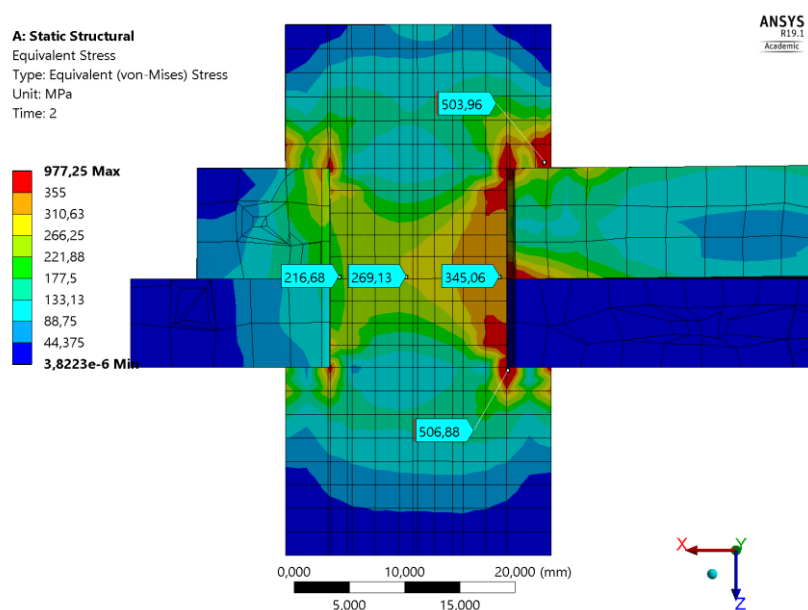
Na obrázku (obrázek 35) je zobrazeno zvětšení tohoto místa. Grafické srovnání je nastaveno k mezi kluzu plechu $R_e = 355 \text{ [MPa]}$. Maximální hodnotu lze vyhodnotit jako

singularitu způsobenou ostrou hranou geometrie. Totéž není možné říci o napětí v okolí, které výrazně překračuje mez kluzu. V tomto místě dochází k tahu (na protější straně k tlaku). Při výskytu trhliny, vzniklé chybným svařením, by došlo k jejímu šíření a lomu bočnice.



Obrázek 35: Vyhodnocení napětí v místě svaru

Pro šrouby č. 2 se největší hodnota redukovaného napětí nachází pod hlavou šroubu – viz obrázek 36. Jedná se o singularitu, způsobenou zavedeným zjednodušením a nedostatečným zjemněním. V rovině přírub je hodnota redukovaného napětí $\sigma_{RED} = 345 \text{ [MPa]}$. Díky barevnému spektru, které zobrazuje rozdílné hodnoty napětí, je zde dobře vidět důsledek deformace příruby.



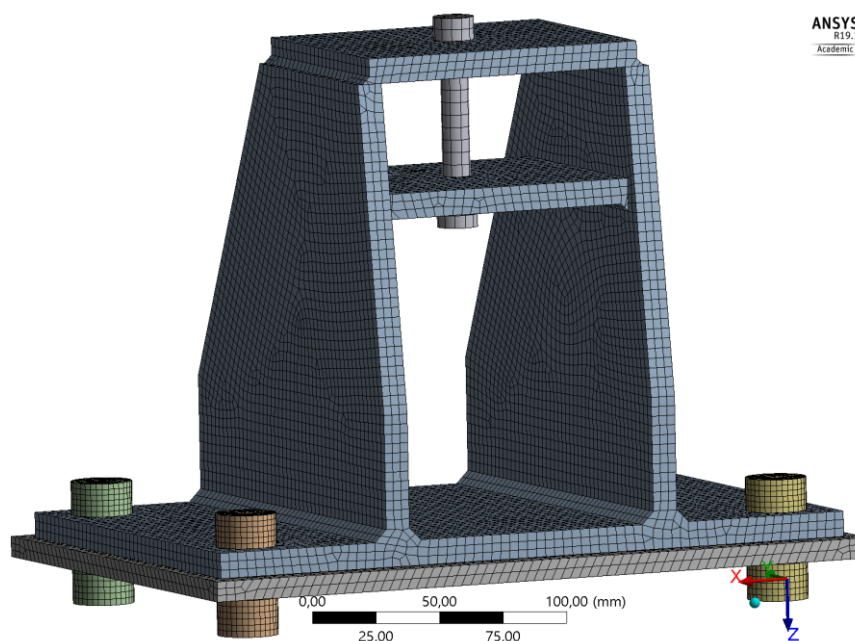
Obrázek 36: Řez druhou řadou šroubů

6.6.8 Navržení optimalizace konzoly

Optimalizace je zavedena za účelem snížení napětí v místě svaru. Úprava spočívá v prodloužení bočnic konzoly. Spodní část bočnice, byla rozšířena do krajní polohy takovým způsobem, aby plně využila rozměrů příruby. Tato modifikace přináší dvě výhody.

- dochází ke zvětšení funkční plochy svaru,
- jsou odstraněny vruby na koncích bočnic.

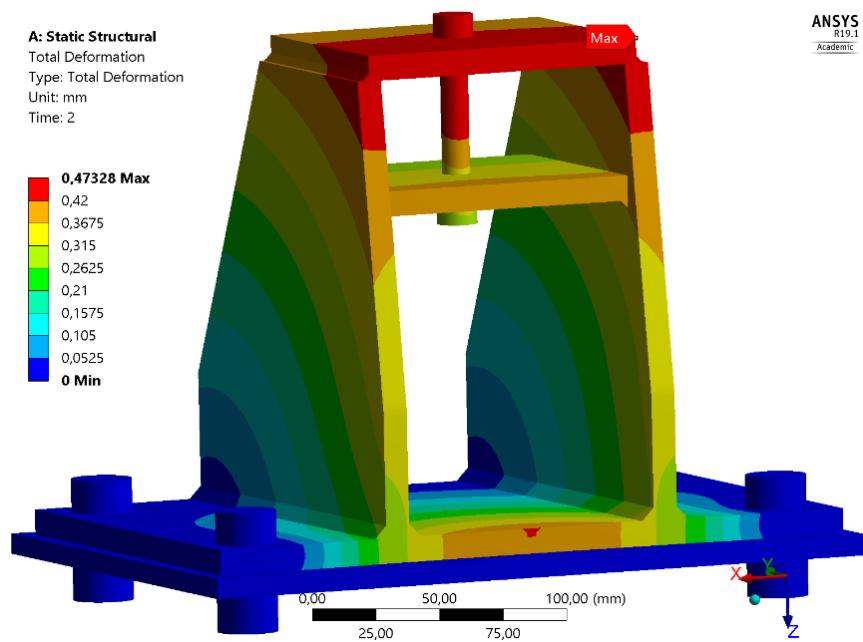
Při řešení jsou zavedena stejná zjednodušení a okrajové podmínky jako v předchozím výpočtu. Ke změně dochází jen ve tvorbě sítě. Při úpravě bočnic, se zvětšil jejich objem. To si nárokuje větší počet elementů. Je proto vynecháno lokální zjemnění sítě svaru. Výsledná síť obsahuje 45 766 elementů a 209 963 uzlů. Nová geometrie spolu se sítí je zobrazena na následujícím obrázku (obrázek 37).



Obrázek 37: Síť optimalizovaného modelu konzoly

6.6.9 Vyhodnocení posuvů optimalizace

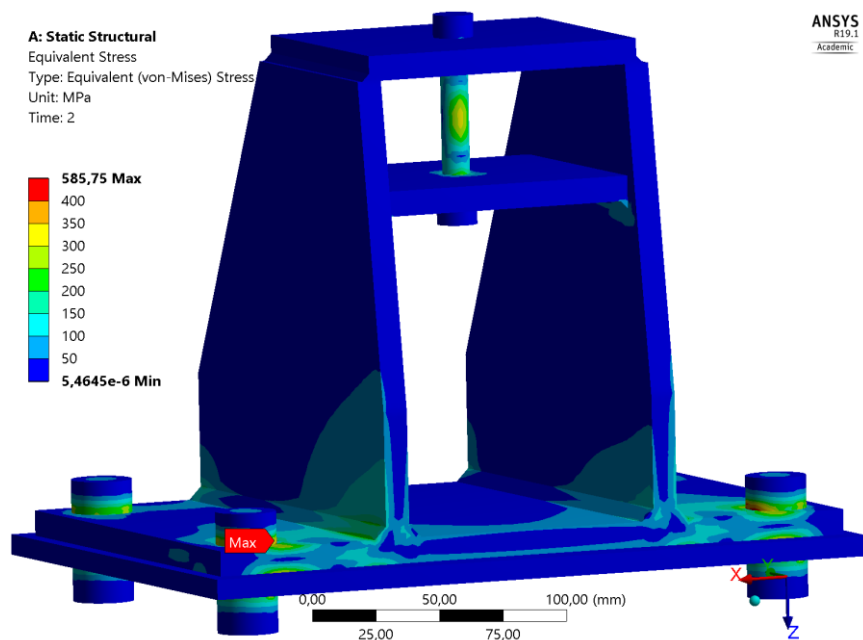
Maximální hodnota posuvu se opět nachází v horní části konzoly (0,47mm) šroubu – viz obrázek 38. V porovnání s neoptimalizovanou konzolou jde o výrazné zlepšení 60,8%.



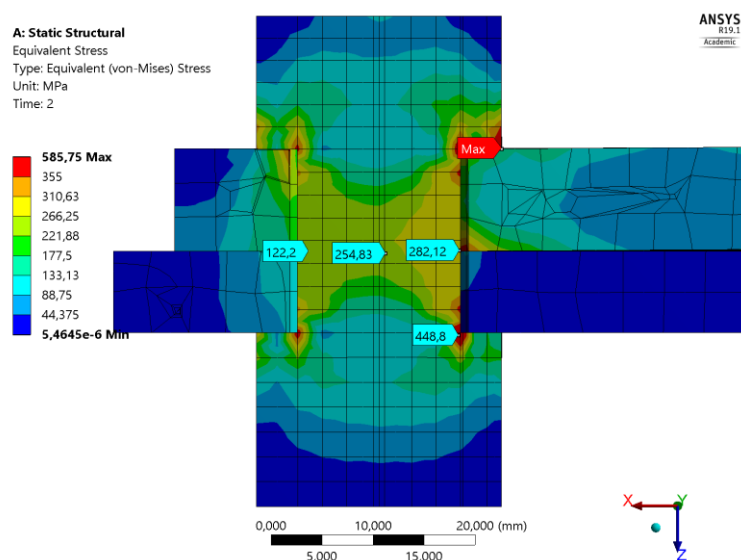
Obrázek 38: Vyhodnocení posuvů optimalizované konzoly

6.6.10 Vyhodnocení napětových polí optimalizace

Na následujícím obrázku (obrázek 39 a obrázek 40) se špička redukovaného napětí nově nachází pod hlavou kotevního šroubu $\sigma_{RED} = 585,8 \text{ [MPa]}$. Jako v předchozím řešení se jedná o singularitu. V rovině přírub je hodnota napětí $\sigma_{RED} = 282,1 \text{ [MPa]}$.

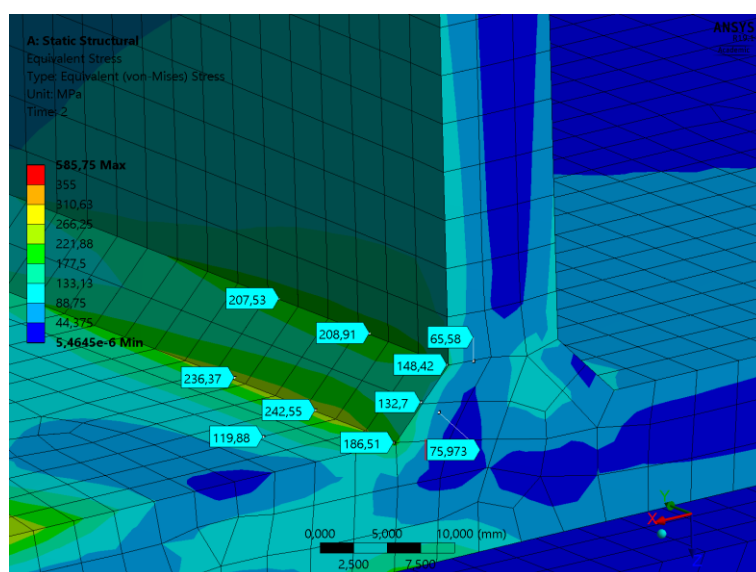


Obrázek 39: Vyhodnocení napětí optimalizované konzoly



Obrázek 40: Řez druhou řadou šroubů, optimalizace

V místě zakončení svaru se napětí snížilo pod hodnotu meze kluzu – viz obrázek 41. Nejvyšší napětí ve svaru je $\sigma_{RED} = 242,5 \text{ [MPa]}$.



Obrázek 41: Vyhodnocení napětí v místě svaru, optimalizace

6.6.11 Vyhodnocení kontroly MKP

Konečno prvkovou metodou bylo zjištěno několik poznatků, které nebylo možné určit analytickým řešením. Především dochází k deformaci příruby konzoly v takové míře, že redukovaná napětí v místech svaru překračují mez kluzu materiálu.

Z tohoto důvodu byla navržena optimalizace geometrie konzoly. Modifikací bočnic se podařilo zmenšit maximální hodnotu posuvu o 60,8 %. Tato skutečnost vedla ke snížení napětí ve svaru pod mez kluzu. Zjištěné hodnoty jsou zapsány v následující tabulce (tabulka 3).

Tabulka 3: Výpis vypočtených hodnot v MKP, srovnání s analytickým řešením

Typ řešení		Maximální posuv [mm]	Maximální redukované napětí ve svaru [MPa]	Maximální redukované napětí pro jmenovitý průměr šroubu [MPa]	Maximální redukované napětí pro průměr jádra šroubu [MPa]
MKP	Původní provedení	1,2	478,4	345	-
	Optimalizované provedení	0,47	242,5	282,1	-
Analytické řešení		-	-	-	457

Při úpravě bočnic se neměnila poloha působíště provozní síly. Nebyl tedy ovlivněn analytický výpočet kotevních šroubů. Výskyt přídatných ohybových napětí ve šroubu je zohledněn bezpečností. Jako konečné řešení, pro které bude vyhotovena výkresová dokumentace, byla zvolena optimalizovaná verze konzoly. Pevnostní výpočet vyhovuje.

7 Závěr

V rámci bakalářské práce byl konstrukčně upraven zkušební stand pro zkoušení automobilových převodovek. V úvodní části je krátce zpracována rešerše v dané oblasti. Soustředí se na popis zkoušek prováděných v laboratořích. Následuje seznámení s konkrétním zařízením, které bude upraveno. Základním prvkem, podle kterého se návrh odvíjí, je rám současného zařízení. Na rám je usazeno nové převodové ústrojí. Změna rozměrů ústrojí je příčinou řady kolizí, které znemožňují provádění požadovaných zkoušek a měření.

Prvním problémem, je kolize tyčí měřících zařízení s brzdým kotoučem. Jsou navrženy dvě verze řešení. Úprava spočívá v prodloužení stojiny rámu a posunutí brzdého kotouče. Kolize je odstraněna. Výhodou řešení je zajištění bezproblémového přístupu pro obsluhu přístrojů. K vybrané úpravě je vypracována výkresová dokumentace.

Druhý problém nastává při uložení lůžka převodovky na nosnou desku. Mezi komponenty je mezera, která musí být odstraněna. Pro řešení problému je přidána podložka pod lůžko motoru, která zvedá celé ústrojí o požadovanou hodnotu. Pro úplné řešení problému je také upravena poloha umístění nosné desky na stojině.

Třetím problémem, je kolize momentové vzpěry s deskou měřících přístrojů a konzolou. Kolize desky je řešena úpravou její geometrie. Uložení momentové vzpěry do konzoly je nejobsáhlejší částí práce. Byla navržena nová konzola, která přebírá základní znaky ze starého provedení. Problém zahrnuje nový návrh šroubového spoje a svarů. Pro kontrolu analytického výpočtu je provedena kontrola v MKP. Tato kontrola vede ke zjištění nových poznatků a tvorbě optimalizace konzoly. Modifikovaná verze vykazuje lepších výsledků. Konkrétně se podařilo snížit úroveň deformace konzoly o 60,8 %. Návrh pevnostně vyhovuje. Je vystavena výkresová dokumentace konzoly momentové vzpěry.

Bakalářská práce splnila všechny požadavky dané zadáním.

8 Seznam použité literatury

1. ŠKODA AUTO [online]. 2018 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.skoda-storyboard.com/cs/tiskove-zpravy/skoda-auto-rozsiruje-sve-vyvojove-centrum-uvadi-provozu-nove-zkusebni-prevodovkove-stavy/>
2. KAZDA, Lukáš. *Uzavřený zkušební stav pro zkoušky planetových soukolí*. Praha, 2017. Diplomová práce. ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.
3. ŽÁČEK, Jan. *KONSTRUKCE ZAŘÍZENÍ PRO VÝZKUM MAZÁNÍ OZUBENÝCH PŘEVODŮ*. BRNO, 2018. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. Vedoucí práce Petr Svoboda.
4. BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. *Části strojů II: Převody a převodová ústrojí*. PRAHA: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963.
5. PAVLÍK, Jan. *Měření otisků ozubených kol*. Ostrava, 2016. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Milena Hruďčková.
6. Kaláb K.: *Části a mechanismy strojů. Části spojovací*. PDF skripta VŠB-TU Ostrava, 2013. Dostupné z: <https://lms.vsb.cz>
7. NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 3. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN ISBN978-80-248-3879-3.
8. LEINVEBER, Jan, Pavel VÁVRA a Jaroslav ŘASA. *Strojnické tabulky*. 2., zcela přeprac. vyd. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-718-3123-9.
9. *Bolzano: Přehled vlastností oceli S355J2* [online]. In: . [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.bolzano.cz/>

9 Seznam příloh

Příloha A: Model standu pro zkoušení převodovek

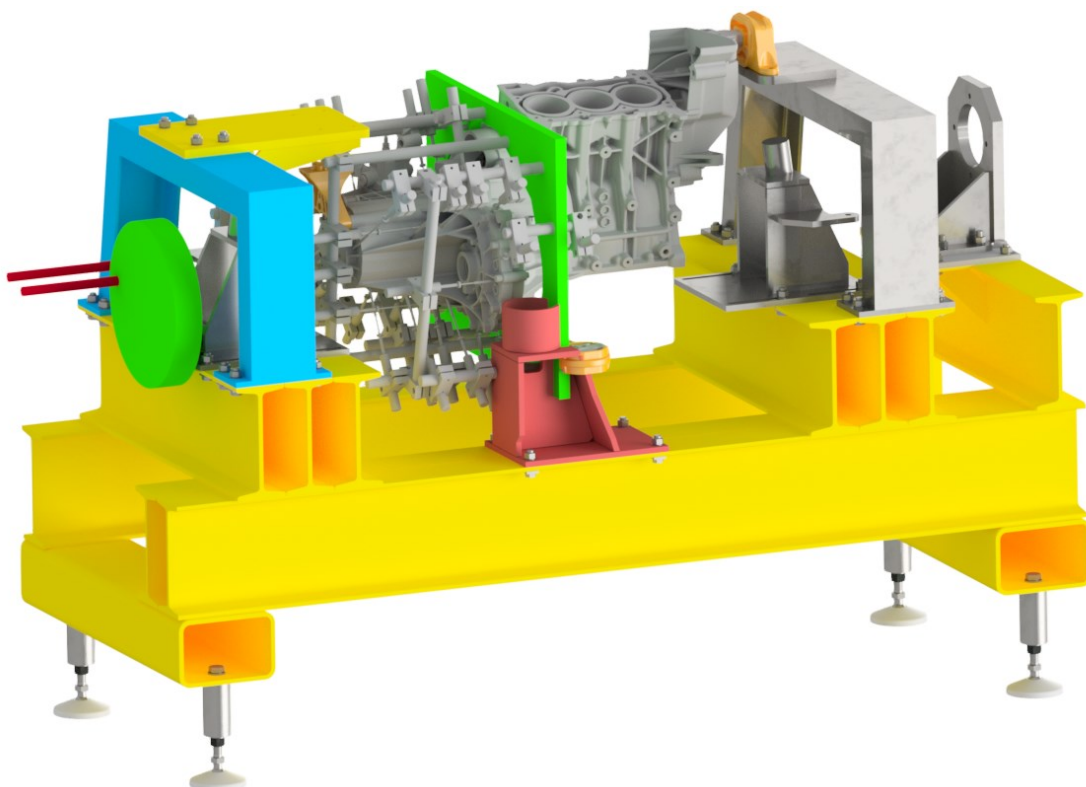
Výkres svařence konzoly momentové vzpěry: TEM0013 – 01

Výkres svařence žebrované podpory: TEM0013 – 02

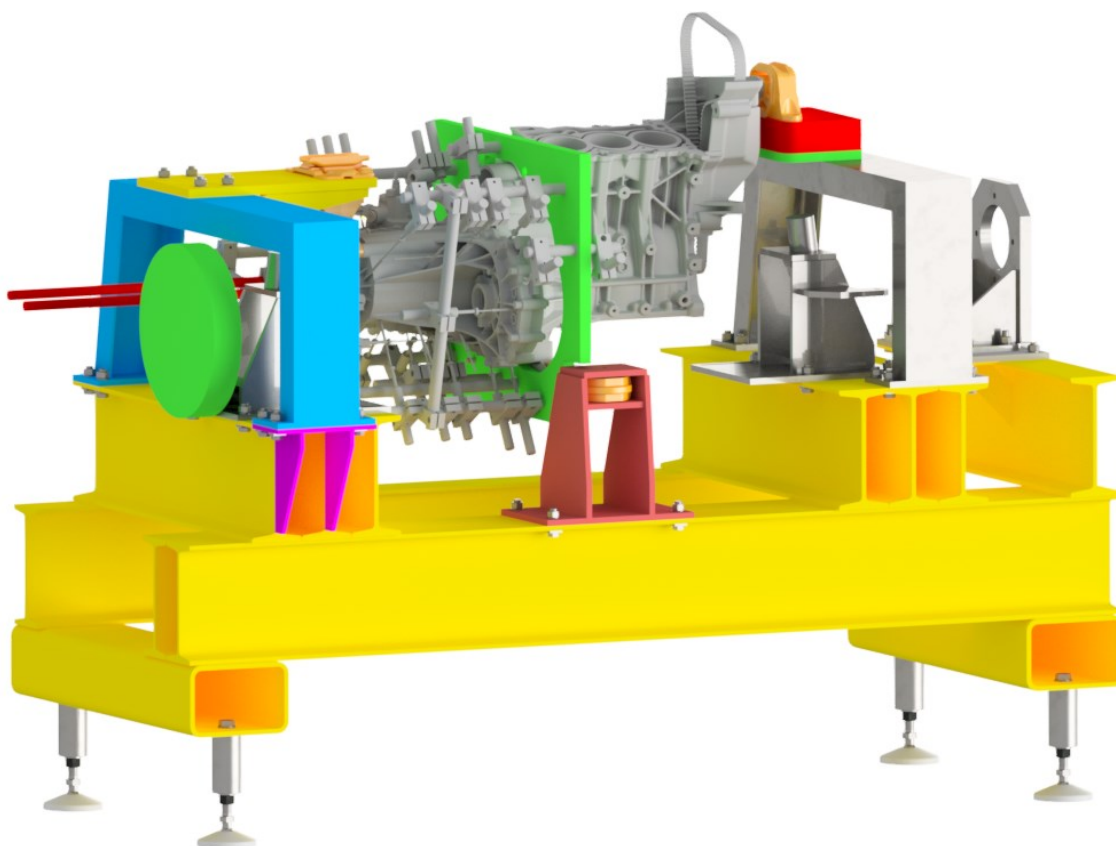
Výkres svařence stojiny: TEM0013 – 03

Kompletní bakalářská práce včetně výkresové dokumentace v zadaném rozsahu v elektronické podobě na CD disku.

Příloha A: Model standu pro zkoušení převodovek



Obrázek A 1: Původní stand vybavený novým převodovým ústrojím a měřicími senzory



Obrázek A 2: Upravený stand vybavený novým převodovým ústrojím a měřicími senzory